

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Transportní zařízení palet

Pallet Transport Equipment

Student:

Maxim Kontoršikov

Vedoucí bakalářské práce:

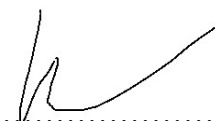
doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D

Ostrava 2021

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 17.5.2021

podpis studenta.....

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),

- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),

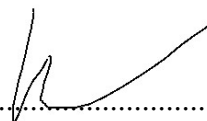
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,

- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,

- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),

- беру на ве́домі́, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 17. května 2021



.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Maxim Kontoršíkov

Adresa trvalého pobytu autora práce: Prchalov 103, Příbor, 742 58

Anotace bakalářské práce

Kontoršíkov M., Transportní zařízení palet: bakalářská práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2021, 87 str. Vedoucí práce: Hrabovský, L.

Bakalářská práce se zabývá návrhem transportního zařízení pro přepravu vozu v automatickém parkovacím systému. Vozy jsou přepravovány na paletách. V úvodu mé práce jsou zařazeny stručné historické informace. Rovněž jsou tady uvedeny základní principy stavebního rozdělení parkovacích systému. Na tyto kapitoly navazuje výpočet pohonu posuvu palety do parkovací buňky. Na konci mé práce jsou provedeny pevnostní výpočty.

Annotation of thesis

Kontoršíkov M., Pallet Transport Equipment: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Institute of Transport, 2021, 87 p. Thesis head: Hrabovský, L.

The bachelor thesis deals with the design of a transport device for transporting a car in an automatic parking system. Cars are transported on pallets. In the introduction of my work is given a short history, then there are basic principles of building division of parking systems. These chapters are followed by the calculation of the drive of the pallet feed into the parking cell. Towards the end of my work, strength calculations are performed.

Obsah

Úvod.....	15
1. Automatické parkovací domy	16
2. Historie parkovací domů	16
3. Základní rozdělení parkovacích systémů	18
3.1. Poloautomatický parkovací systém.....	18
3.2. Kruhové automatické parkovací systémy	19
3.3. Paralelní posuvné systémy (PSS).....	21
4. Výhody APS.....	25
5. Nedostatky APS	25
6. Základní fungování paralelního systému	26
7. Návrh pohonu palety	27
7.1. Statický moment	27
7.2. Dynamický moment.....	31
7.3. Redukce setrvačných hmot na hřídel motoru.....	34
7.4. Kontrola hnacího motoru na zátěžný moment	40
8. Návrh pohonu palety a teleskopu	41
8.1. Výpočet úhlového zrychlení na hřídel motoru.....	47
8.2. Kontrola motoru na rozběh	51
9. Výpočet těsného pera	51
9.1. Výpočet těsného pera řez B-B	51
9.2. Výpočet těsného pera u napojení kardanové hřídele	54
10. Kontrola kardanové hřídele pro motor 3kW [9].....	55
10.1. Kontrola Torzní deformace hřídele	57
10.2. Kontrola kardanové hřídele pro motor 1,5kW	58
10.3. Kontrola Torzní deformace hřídele	60
11. Kontrola navrženého válečkového řetězu.....	61

11.1.	Stanovení přenášeného výkonu	61
11.2.	Stanovení diagramového výkonu „Nd“	62
11.3.	Výpočet radiálního čepu.....	68
12.	Statická kontrola nebezpečných průřezů čepu.....	71
13.	Dynamická kontrola čepu [28]	76
14.	Výpočet životnosti a trvanlivosti ložisek [28].....	78
14.1.	Statická bezpečnost ložiska	79
14.2.	Dynamické zatížení ložiska.....	80
14.3.	Základní trvanlivost ložiska v hodinách.....	81
Závěr.....		82
Seznam zdrojů		84
Seznam příloh.....		87

Seznam použitých značek

A	[m]	Osová vzdálenost mezi řet. koly
A_1, B_2	[N]	Reakce zatěžující síly
a	[m.s ⁻²]	Zrychlení všech pohybujících se části posuvným pohybem
a_{dyn}	[-]	Dynamický bezpečnostní součinitel
a_{stat}	[-]	Statický bezpečnostní součinitel
b_p, b_{p2}	[m]	Šířka pera
C	[m]	Dynamická tuhost ložiska
C_0	[m]	Statická tuhost ložiska
$d_{\text{č}}$	[m]	Průměr čepu
d_h, d_{h2}	[m]	Průměr hřídele
$d_{t1}, d_{řk}$	[m]	Průměr řetězového kola
d_i	[m]	Průměr hřídele kardanu
$d_{řk}$	[m]	Průměr řetězového kola
e	[m]	Rameno válivého odporu
F_c	[N]	Celková zatěžující síla
F_{c1}	[N]	Celková zatěžující síla na hřídeli, čepu
F_{ck}	[N]	Celková síla
F_{eD}	[N]	Dynamické zatížení ložiska
F_{eS}	[N]	Statické zatížení ložiska
F_k	[N]	Síla působící na jedné kladce
F_n	[N]	Přítlačný normálová síla
F_{od}	[N]	Odstředivá síla na řetězovém kole
F_{P2}, F_{P2a}	[N]	Zatěžující síla na pero
F_p, F_{p2}	[N]	Střižní síla
F_t	[N]	Tažná síla
F_v, F_{v2}	[N]	Síla válivého odporu
F_{vcelk}	[N]	Maximální celková síla
$F_{\text{vmax}}, F_{\text{vmax}2}$	[N]	Maximální síly
G	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
i	[-]	Převodový poměr mezi řet. koly
i_p, i_{p2}	[-]	Převodový poměr centrálního hřídele
$i_{př}$	[-]	Převodový poměr elektro – převodovky

J_P	$[\text{kg.m}^2]$	Redukci posuvného pohybu palety s vozidlem na hřídel motoru
J_M	$[\text{kg.m}^2]$	Představuje moment setrvačnosti motoru
$J_{P\check{R}}$	$[\text{kg.m}^2]$	Představuje moment setr. převodovky
$J_{\check{r}}$	$[\text{kg.m}^2]$	Redukce posuvných hmot na centr. hřídel
J_{REDM}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. momentu náhr. soustavy na hřídel motoru
J_K	$[\text{kg.m}^2]$	Redukce kloubového hřídele motoru řetězovým kolem
J_{KREDM}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment kardanové hřídele
$J_{1RED}, J_{2RED},$	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment setr. náhradní soustavy
J_2	$[\text{kg.m}^2]$	Centrální hřídel s řet. koly
J_{2R}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment vodícího řet. kola na centrální hřídel
J_{2RC}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment náhradní soustavy hřídele
J_{2C}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment centrálního hřídele s hnacím
J_3	$[\text{kg.m}^2]$	Řet. koly a s čepem napínání
J_{3R}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. moment setr. vodícího řet. kola na centr. hřídel
J_4	$[\text{kg.m}^2]$	Řet. koly na krajích s čepem
J_{4R}	$[\text{kg.m}^2]$	Red. momentu setr. hnaného kola na centr. hřídele
k	$[-]$	Součinitel výkonu
k_A	$[-]$	Součinitel pro radiální zatížení ložiska
k_c	$[-]$	Výsledná bezpečnost
$k_1, k_2 = \frac{M_a}{M_n}$	$[\text{Nm}]$	Záběrový moment
$k_{1,2,3,4}$	$[-]$	Bezpečnost v krutu
$k_{\sigma d}$	$[-]$	Dynamická bezpečnost v ohybu čepu
$k_{\tau d}$	$[-]$	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku čepu
L, L_2	$[\text{m}]$	Délka kardanové hřídele 1 a 2
L_h	$[\text{h}]$	Trvanlivost ložiska v hodinách
$L_{\check{R}}$	$[\text{m}]$	Délka řetězu
$L_{\check{R}1}$	$[\text{m}]$	Potřebná délka řetězu

l	$[-]$	Souč. tření mezi řet. kolem a řetězem
l_2	$[-]$	Souč. mazání mezi řet. kolem a řetězem
l_P, l_{P2}	$[m]$	Délka boku pera
$l_{P'}, l_{P'2}$	$[m]$	Minimální délka pera
$M_{B1}, M_{B2},$	$[Nm]$	Brzdní momenty
M_{d1max}, M_{d2max}	$[Nm]$	Max. moment na hřídeli odpovídající stavu na Obr. č. 34
M_k	$[Nm]$	Krouticí moment
$M_{DYN}, M_{DYN2},$	$[Nm]$	Max. moment potřebný na roztočení Řk
M_{jmen}	$[Nm]$	Jmenovitý výkon elektro – převodovky
M_{ROZP}	$[Nm]$	Celkový rozběhový moment
$M_{SM}, M_{MSM2},$	$[Nm]$	Max. statický moment soustavy
$M_{Smax}, M_{Smax2},$	$[Nm]$	Max. moment potřebný na roztočení Řk
M_{1max}, M_{2max}	$[Nm]$	Maximální moment
M_{d1max}, M_{d2max}	$[Nm]$	Max. moment na hřídeli odpovídající
M_{2A}, M_{2B}	$[Nm]$	Hnaný moment hřídele 1
$M_{6výp}$	$[Nm]$	Výpočtový moment
m_a	$[kg]$	Hmotnost automobilu
m_{c1}	$[kg]$	Celková hmotnost automobilu a palety
m_p	$[kg]$	Hmotnost palety
m_{tt}	$[kg]$	Hmotnost teleskopu
$m_{\check{r}}$	$[kg/m]$	Hmotnost jednoho metru řetězu
$m_{\check{r}1m}$	$[kg/m]$	Hmotnost jednoho metru řetězu
nc	$[-]$	Celkový počet kladek horizontálních
nc_2	$[-]$	Celkový počet kladek vertikálních
n_m	$[ot/min]$	Otáčky elektro motoru
n_k	$[-]$	Počet kladek
n_L	$[ot/min]$	Otáčky ložiska
n_M	$[ot.s^{-1}]$	Otáčky motoru
$n_{\check{r}k}$	$[ot/min]$	Otáčky řetězového kola
n_v	$[ot.s^{-1}]$	Otáčky řetězového kola
P, P_m	$[W]$	Výkon motoru
P_D	$[W]$	Diagramový výkon
P_M	$[W]$	Výkon motoru
P_v	$[W]$	Přenášený výkon motoru

P_z	[mm]	Rozteč řetězu
p_D	[Pa]	Dovolený tlak na využití pero
p_{DOV}	[Pa]	Dovolený tlak na řetěz
p_i	[Pa]	Měrný tlak v kloubu řetěze
p_v	[Pa]	Výpočtový tlak na řetěz
$R_{\check{c}}$	[m]	Poloměr čepu kladky podélné
$R_{\check{c}2}$	[m]	Poloměr čepu kladky svislé
R_e	[Pa]	Mez kluzu
R_k	[m]	Poloměr valící se ho tělesa
R_m	[Pa]	Mez pevnosti
R_{WA}	[Pa]	Působící síla v ose ložiska
S	[m ²]	Plocha řetěze
S_o	[-]	Statická bezpečnost ložiska
s	[m]	Dráha pojezdu odečtená z modelu
t	[m]	Rozstup řetězových článků
t_z	[s]	Volená doba zasouvání
t_{1p}, t_{1p2}	[m]	Hloubka drážky v náboji
Q	[kg/m]	Hmotnost řetěze
v	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost řetězových kol
v_{max}	[m.s ⁻¹]	Maximální rychlost zasouvání palety
v_z	[m.s ⁻¹]	Vypočtená rychlost zasouvání palety
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
X	[ks]	Počet článků řetěze
x_1, x_2	[m]	Vzdálenosti na čepu
x_1', x_2', x_3', x_4'	[m]	Osová vzdálenost jednotlivých řet. kol
Y	[-]	Součinitel rázu
z_1, z_2	[-]	Počet zubů řetězových kol
$\alpha_{1,2,3,4}$	[Pa]	Koncentrace napětí v průřezech
β	[-]	Maximální předpoklad vychýlení od osy
β_A	[-]	Vrubový součinitel v tahu
η_p	[-]	Účinnost elektro-převodovky
μ, f_0	[-]	Součinitel smykového tření
ε	[rad.s ⁻²]	Úhloví zrychlení na hřídeli řet. kola
ε_M	[rad.s ⁻²]	Úhloví zrychlení na hřídeli motoru

σ_{A04}	[-]	Amplituda napětí v čepu
σ_{DOV}	[Pa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{RED}	[Pa]	Redukované napětí v ohybu
σ_{CO}	[-]	Dynamické napětí
$\sigma_{CO14340}$	[-]	Mez únavy skutečné součásti čepu
σ_V	[-]	Součinitel vzdálenosti
σ_{04}	[Pa]	Napětí v ohybu
τ_D	[Pa]	Dovolené namáhání ve střihu
τ_{DOV}	[Pa]	Vypočtené namáhání v krutu
τ_{SP}, τ_{SP}	[Pa]	Vypočtené namáhání ve střihu
$\tau_{1,2,3,4}$	[Pa]	Koncentrace napětí v průřezích
$\tau_{1,2,3,4MAX}$	[Pa]	Maximální napětí v průřezích
φ	[°]	Natočení hřídele
φ_D	[°]	Dovolené natočení hřídele
φ_P	[-]	Součinitel provedení
φ_i	[°]	Zkroucení i-tého hřídele
ω_M	[rad.s ⁻¹]	Max. úhlová rychlost motoru
$\omega_{1,2,3,4}$	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost řetězových kol

Seznam obrázků

Obr. 1 – Garage Ruede Ponthieu.....	16
Obr. 2 – APS z 90. let 20 století postavený v USA.....	17
Obr. 3 – Koma Lift Z.....	18
Obr. 4 – Rotační parkovací systém Japonsko.....	19
Obr. 5 – Rotační parkovací systém Liberec	20
Obr. 6 – Kruhový rotační parkovací systém - schéma	20
Obr. 7 - Uspořádání kruhových sil	21
Obr. 8 - Horizontální paralelní systém	22
Obr. 9 - Věžový systém.....	22
Obr. 10 - Areál VŠB.....	23
Obr. 11 - Areál VŠB – vnitřní pohled	23
Obr. 12 - Parkovací dům Slaný	24
Obr. 13 - Parkovací dům Slaný 2.	24
Obr. 14 – Celková zatěžující síla F_c	27
Obr. 15 - Rozdělení reakce A_1 , B_1 na jednotkové kladky.....	28
Obr. 16 - Pojezdová kladky	29
Obr. 17 - Válivý odpor	29
Obr. 18 – Čepové tření	30
Obr. 19 – Schéma řetězového kola.....	31
Obr. 20 - Řetěz 16B – 1	32
Obr. 21 - Schéma řetěz 16B-1 DIN 8187	33
Obr. 22 - Schéma soustavy	34
Obr. 23- Schéma redukovaného momentu na centrální hřídel	37
Obr. 24 - Celková sestava včetně pohonu palety	40
Obr. 25 - Určení celkové hmotnosti teleskopu z Inventoru 3D.....	41
Obr. 26 - Jednoduchý nosník (rozklad sil)	42
Obr. 27 - Rozdělení přítláčných sil F_n	43
Obr. 28 - Válivé tření v „C“ drážce.....	44
Obr. 29 - Čepové tření	45
Obr. 30 - Napínání řetězu 16B-1 DIN 8187	45
Obr. 31 - Schéma soustavy teleskopu	46
Obr. 32 - Schéma redukovaného momentu na centrální hřídel.....	47

Obr. 33 - Motor SK2282 – 100 AH/4	50
Obr. 34 - Výpočet těsného pera mezi použitým čepem a řetězovým kolem.....	52
Obr. 35 - Silové poměry a rozměry perových spojů [19].....	52
Obr. 36 - Vyznačení těsného pera 2 na 3D modelu.....	54
Obr. 37 - Kardanová hřídel.....	55
Obr. 38 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 0^\circ; 180^\circ$	56
Obr. 39 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ; 270^\circ$	56
Obr. 40 - Určení délky kardanu 1.....	57
Obr. 41 - Torzní deformace i-tího úseku hřídele.....	58
Obr. 42 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 0^\circ; 180^\circ$	59
Obr. 43 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ; 270^\circ$	59
Obr. 44 - Určení délky kardanu 2.....	60
Obr. 45 - Torzní deformace i-tího úseku hřídele 2.....	61
Obr. 46 - Graf závislosti součinitele vzdáleností na osově vzdálenosti	65
Obr. 47 - Graf závislosti osově vzdálenosti „a“ Součinitele tření „l“	67
Obr. 48 - Výpočet posouvající síly, ohybového a krouticího momentu ze stanoveného průřezů	70
Obr. 49 - Průřez č. 1	71
Obr. 50 - Součinitel koncentrace napětí	72
Obr. 51 - Součinitel koncentrace napětí 2 a 3	75
Obr. 52 - Hodnoty pro ložisko 6010 z katalogu SKF.....	79
Obr. 53 - Hodnoty pro ložisko 6010 z katalogu SKF.....	80
Obr. 54 - Ložiskový domek.....	81

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Tabulka zadaných, tj. odečtených potřebných parametrů	31
Tabulka 2 - Tabulka momentů setrvačnosti odečteny ze 3D modelu	35
Tabulka 3 - Tabulka otáček	39
Tabulka 4 - Tabulka motoru	39
Tabulka 5 - Tabulka motoru	50
Tabulka 6 - Stanovené hodnoty pro výpočet řetězu	62
Tabulka 7 - Součinitel rázu „Y“ [22]	62
Tabulka 8 - Druh provozu součinitele rázu „Y“ [22]	63
Tabulka 9 - Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy DIN 818 [22]	63
Tabulka 10 - Součinitel výkonu „k“ [22]	64
Tabulka 11 - Součinitel mazání „l2“ [22]	64
Tabulka 12 - Měrný tlak v kloubech řetězu “pi“ [22]	67

Úvod

Dnešní doba přináší stále více automobilů, hlavně do měst. Proto je třeba řešit jejich parkování. Převážně v centrech měst bývají rozsáhlé problémy s umístěním vozidel. Jedno z řešení spočívá v umístění těchto vozů do automatických parkovacích garáží, a to jak do podzemních, tak i nadzemních, případně do kombinovaných.

K většímu rozšíření automatických parkovacích domů došlo až na konci 20. století. Počátky automatických parkovacích domů jsou v zemích, kde je robotizace na vrcholu, tzn. Japonsko, USA. Tyto státy jsou i nyní na špici v těchto technologiích.

Nejprve jsem zpracoval přehled současného stavu problematiky parkovacích systémů. Dále jsem navrhl konstrukční řešení pohybu palety.

1. Automatické parkovací domy

Automatické parkovací systémy (dále jen APS) jsou parkovací domy s počítačově řízeným automatizovaným procesem založení a vyložení vozidla pomocí sofistikovaného technologického zařízení, čímž se minimalizuje prostor nebo objem potřebný pro parkování aut[2].

Řidič nemá možnost vstupu do objektu garáží, kromě místa určeného k zaparkování a vyparkování vozidla.

V blízkosti bytových bloků, záchytných parkovišť, vlakových/autobusových stanic, případně kancelářských prostorů je zapotřebí velké množství parkovacích prostorů. APS poskytuje parkování pro auta na více úrovních naskládaných svisle, aby se maximalizoval počet parkovacích míst při minimalizaci využití půdy. Tento systém lze využít i k dlouhodobé odstavce vozidel[12].

Tyto parkovací systémy se používají výhradně pro osobní automobily (např. Koma Svinov- max. nosnost vozidla 3 tuny).

2. Historie parkovací domů

Pokud se ohlédneme zpět do historie, zjistíme, že od doby, kdy vznikly automobily, lidé přemýšleli o technických možnostech, jak zaparkovat více vozidel v určitém objemu místa. Koncepce automatizovaného parkovacího systému byla a je poháněna dvěma faktory: potřebou parkovacích míst a nedostatkem dostupné půdy.



Obr. 1 – Garage Ruede Ponthieu

Zdroj: <https://quod.lib.umich.edu/u/ummu2ic/x-LS009880/LS009880>

Nejstarší zmínka o mechanickém parkovacím systému pochází z roku 1905. Jedná se o garáž Garage Ruede Ponthieu v Paříži. [12] Tento systém umožňoval dopravovat vozidla do prvního či druhého patra, kde byla tato zaparkována na obou stranách chodby s tím, že byla tam přítomná obsluha. I když šlo v zásadě o poloautomatický systém, toto způsob rozložení parkovacích míst se stále běžně vyskytuje i v moderních parkovacích systémech.

První parkovací garáž bez řidiče byla otevřena v roce 1951 ve Washingtonu D.C., ale kvůli rostoucím hodnotám půdy byla nahrazena kancelářskými prostory. Zájem o APS v USA však klesal kvůli častým mechanickým problémům a dlouhým čekacím dobám, než vůz vyjel. K jeho obnově ale došlo v 90. letech 20. století a v roce 2012 již bylo v USA plánováno 25 APS projektů s téměř 6 000 parkovacími místy.

Od sedmdesátých let byly vyvinuty a vybudovány technicky vyspělejší systémy v Evropě, Asii a Střední Americe. Zejména v Japonsku se mechanické parkovací systémy vzlétly již na počátku 70. let 20. století. Tento boom byl stimulován tamější vládou, která implementovala příslušné daňové zákony podporující uskutečnění projektů komerčních parkovacích zařízení. Od té doby získávají další typy zmíněných parkovacích systémů čím dál větší popularitu. Jsou to tzv. kyvadlové věže a jednodušší dvouvrstvé poloautomatické parkovací systémy. První americká robotická garáž byla otevřena v roce 2002 ve městě Hoboken (americký stát New Jersey). Na počátku 90. let minulého století bylo v Japonsku každoročně stavěno téměř 40 000 parkovacích míst. V současné době je největší evropský APS v Aarhusu (Dánsko). Poskytuje tento systém 1 000 parkovacích míst s 20 transportními výtahy.



Obr. 2 – APS z 90. let 20. století postavený v USA

Zdroj: <https://quod.lib.umich.edu/u/ummu2ic/x-LS009880/LS009880>

3. Základní rozdělení parkovacích systému

3.1. Poloautomatický parkovací systém

Zde se nejedná o plně automatizovaný systém. Jedná se o tzv. poloautomatický systém s parkováním vozidel nad sebou. V horním patře je automobil umístěn na parkovací paletě. Spodní parkovací místo je přímo na podlaze (bez parkovací palety). Tento systém je vhodný pro abonentní a rezidentní parkování. Evidentní výhodou tohoto systému je, že lze umístit 2 vozy na jedno parkovací místo. Nevýhodou však je, že se jedná o tzv. závislé parkování. V praxi tohle znamená, že horní vůz nemůže být vyparkován, dokud spodní vůz se nachází na parkovacím místě. Pohyby u tohoto systému se zajišťují hydraulickým způsobem. [12]



Obr. 3 – Koma Lift Z

Zdroj: <http://www.komaparking.cz/web>

3.2. Kruhové automatické parkovací systémy

Rotační parkovací systém

Jsou využívány tam, kde je nedostatek místa, jelikož zabírají pouze cca 30 m², tzn. velikost 2 parkovacích míst. Tento systém je schopen vyparkovat vůz do 1 minuty. Rotační parkovací systém je vhodný pro menší počet vozů (lze umístit 20 ks).

Systém funguje na principu „ruského kola“. Vůz je zaparkován na paletě. Poté je paleta zdvihána ve směru hodinových ručiček do doby, než se objeví další volná paleta.



Obr. 4 – Rotační parkovací systém Japonsko

Zdroj: <https://docplayer.cz/5231168-Automaticke-parkovaci-systemy-green-parking.html>

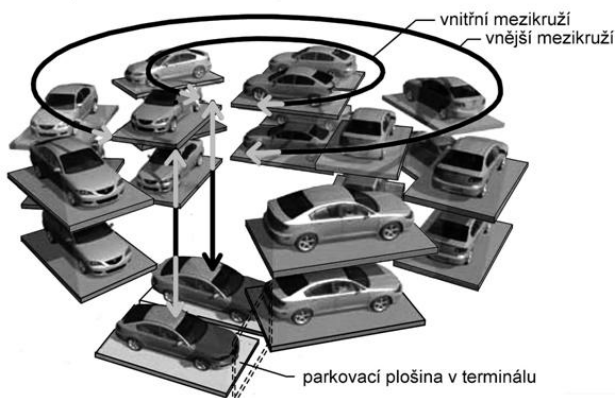


Obr. 5 – Rotační parkovací systém Liberec

Zdroj: <https://docplayer.cz/5231168-Automaticke-parkovaci-systemy-green-parking.html>

Kruhový rotační systém

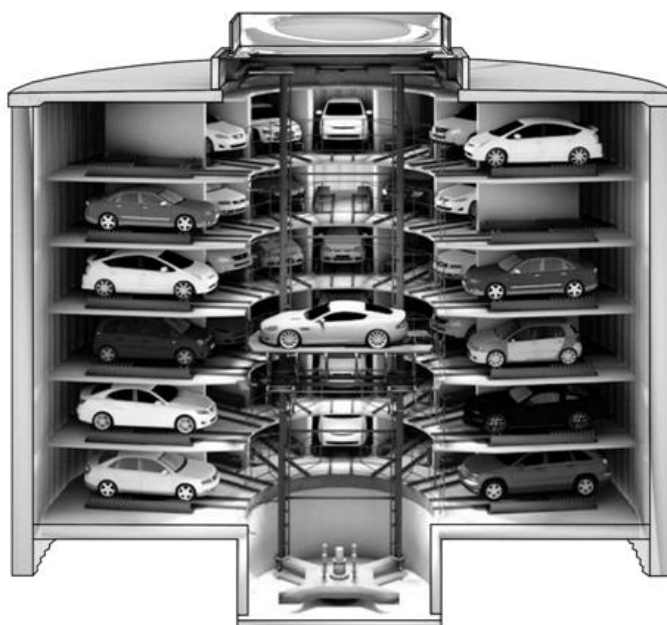
Tento systém funguje na principu 2 mezikruží, na které jsou ukládány palety s vozidly. Vozidla jsou dopravována na jednotlivá patra pomocí zdvihacího zařízení. Počet terminálů je dán počtem mezikruží. Tento systém je montován jen do zastřešených prostor.



Obr. 6 – Kruhový rotační parkovací systém - schéma

Zdroj: <https://docplayer.cz/5231168-Automaticke-parkovaci-systemy-green-parking.html>

Tento systém funguje na bázi parkování palet s vozy ve vertikálním směru. Vozy jsou parkovány „kolmo“ na zdvihacím zařízení. Tento systém má výhodu v rychlosti vyparkování vozu – do 1 minuty. Garáže využívající tento systém lze zařadit mezi velké. U tohoto systému je počet terminálů shodný s počtem zdvihacích zařízení.



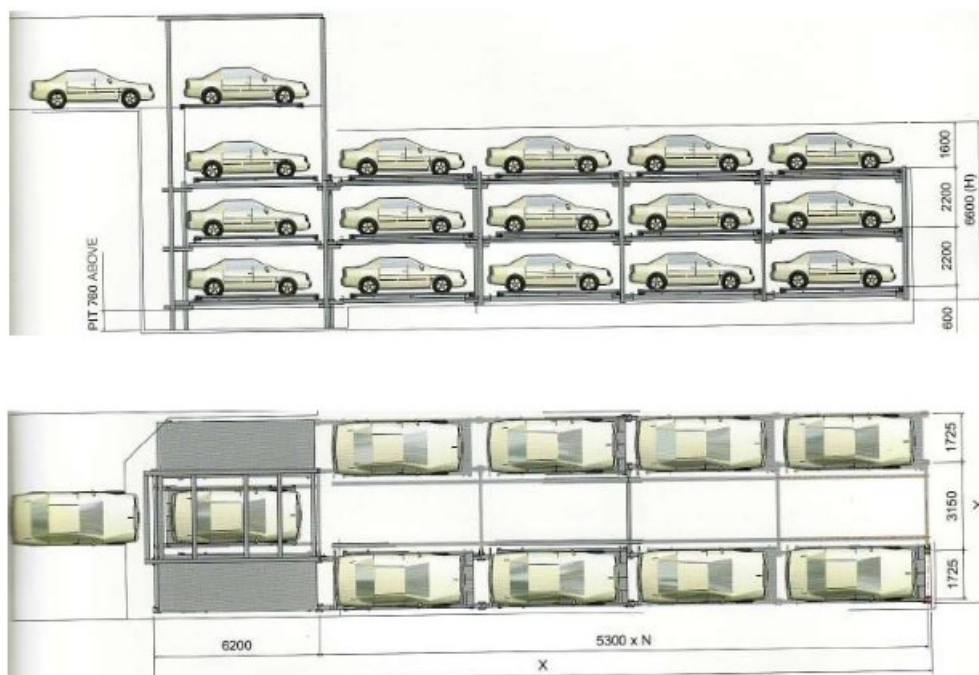
Obr. 7 - Uspořádání kruhových sil

Zdroj: <https://docplayer.cz/5231168-Automaticke-parkovaci-systemy-green-parking.html>

3.3. Paralelní posuvné systémy (PSS)

PSS lze charakterizovat jako posuvný paletizační systém, který je řešen variantně dle požadavků a možností.

Vozidla na paletách jsou umísťována tak, aby tím bylo dosaženo optimálního využití prostorů. Palety mohou být řazeny vertikálně nebo horizontálně. Záleží zde pouze na technických a prostorových možnostech dané garáže. Na každém patře je vymezen přesný počet stání pro vozidla. Jeden přijímací/ výdejní terminál je určen pro cca 50 vozidel. Stejný počet vozů má na starosti jeden svislý dopravník. Na vyparkování 1 vozu je třeba cca 2 minuty.



Obr. 8 - Horizontální paralelní systém

Zdroj: <http://www.komaparking.cz/web>



Obr. 9 - Věžový systém

Zdroj: <http://www.komaparking.cz/web>



Obr. 10 - Areál VŠB

Zdroj: <https://www.msstavby.cz/automatizovane-dopravni-centrum-vsb-tu-24-03-2012/>

Na minimální půdorysné ploše (49m^2) lze zaparkovat až 100 vozů. Systém tohoto typu je rovněž provozován v areálu VŠB. Vozy tam jsou parkovány na 4 podlažích s celkovou kapacitou 37 míst. Doba pro vyparkování u tohoto APS je necelé 4 minuty.

Velmi podobný systém se také nachází ve městě Slaný. Zde byla garáž postavena v roce 2013. Parkování probíhá v 6 nadzemních podlažích. Celkem je tam 147 parkovacích míst. Bohužel je nyní tento systém mimo provoz.



Obr. 11 - Areál VŠB – vnitřní pohled

Zdroj: <https://www.msstavby.cz/automatizovane-dopravni-centrum-vsb-tu-24-03-2012/>



Obr. 12 - Parkovací dům Slaný

Zdroj: <https://www.meuslany.cz/parkovaci-dum/gs-1039>



Obr. 13 - Parkovací dům Slaný 2.

Zdroj: <https://www.meuslany.cz/parkovaci-dum/gs-1039>

4. Výhody APS

Všechny APS využívají společné koncepce, jejíž uplatnění zajišťuje zmenšení plochy parkovacích míst a odstranění řidiče z vozidla před tím, než je zaparkováno. V případě plně automatizovaného nebo polo-automatizovaného APS řídí řidič vůz až ke vstupnímu bodu APS. Pak řidič a jeho případní spolucestující vystoupí z vozidla. Vůz se poté přemístí automaticky nebo poloautomaticky (s asistencí obsluhy) na parkovací místo.

Výhody APS je možné shrnout do následujících bodů:

- Úspora místa, kterou poskytuje APS ve srovnání s garáží pro více podlaží, je primárně odvozena z výrazného zmenšení prostoru, které přímo nesouvisí s parkováním automobilu.
- Šířka a hloubka parkovacího prostoru (vzdálenosti mezi parkovacími místy) se významně zmenšují, protože není třeba počítat s vjezdem/výjezdem do parkovacího prostoru, ani s otevíráním dveří automobilu (pro řidiče a cestující).
- Žádné jízdní pruhy nebo rampy pro příjezd automobilu na parkovací místo.
- Výška stropu je minimalizována, protože na parkovišti není žádný provoz pro chodce.
- Zaparkovaná auta a případné ponechané věci v nich jsou ve větším bezpečí, protože k zaparkovaným automobilům není přístup veřejnosti.
- Drobné škody na parkovištích, jako jsou poškrábání a prohlubně, jsou prakticky vyloučeny.
- Řidiči a jejich spolucestující jsou ve větším bezpečí, jelikož nemusí procházet parkovacími místy nebo garáží.
- Jsou zapotřebí pouze minimální ventilační a osvětlovací systémy.

5. Nedostatky APS

- Náročnost APS na elektrickou energii. K těmto systémům se ve většině případů nedodává náhradní elektrický zdroj. A pokud není součástí garáže náhradní elektrický zdroj, v případě, že je vypnutý přísun elektrické energie, není možné odjet s vozidlem.

- Nutnost zajištění nepřetržitého servisu.
- Nezřídka vyšší pořizovací, provozní a servisní náklady.
- Snížená efektivita fungování APS v místech, kde se pořádají hromadné společenské, kulturní a sportovní akce (stadiony, kina, víceúčelové haly apod.), jelikož v případě většího množství parkujících vozidel je třeba počítat s delší dobou odbavení

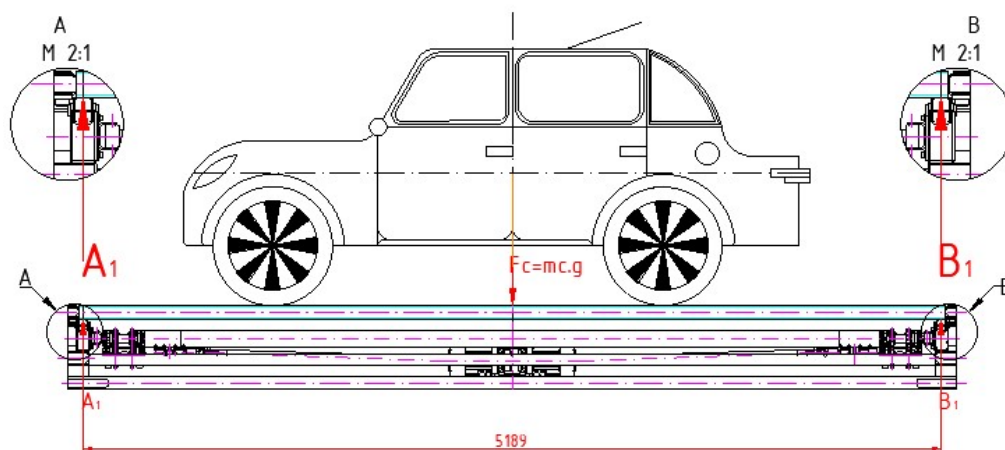
6. Základní fungování paralelního systému

- Pokud jsou splněny všechny potřebné podmínky (správná hmotnost, výška, správná poloha vozu) dojde k zafixování palety.
- Zafixovaná paleta se otočí do směru již připraveného skipu prvního nadzemního podlaží.
- Poté co se paleta otočí, otevrou se vnitřní vrata, vysune se teleskop přesuvného vozíku (skipu), který zachytí paletu s automobilem a posune na skip.
- Skip se dopraví k danému parkovacímu místu, pokud se nachází na prvním podlaží, případně se dopraví k zvedacímu zařízení (výtahu).
- Pomocí teleskopu, který povysune paletu s automobilem, se paleta dostane do prostoru výtahu.
- Výtah vyzvedne paletu do potřebného patra.
- Skip, který se nachází v určeném patře, opět vysune teleskop, který zachytí paletu.
- Poté, co je automobil vysunut na skip, je paleta s automobilem dopravena k danému parkovacímu místu.
- Pomocí teleskopu je paleta přemístěna na dané parkovací místo.
- Souběžně s těmito úkony je na vstupní bod dopravena prázdná paleta z jiného parkovacího místa.

7. Návrh pohonu palety

7.1. Statický moment

Prvním krokem při návrhu pohonu je výpočet maximálního zatížení jednotlivých pojezdových kladek palety. Při výpočtu uvažují, že boční pojezdové kladky nejsou zatíženy a jejich pasivní odpory jsou zanedbány. Pro účely analytického výpočtu si lze paletu uloženou na kladkách představit jako nosník o dvou podporách, který je zatížen silou $F_c = m_p \cdot g$. Při stanovení hmotnosti m_p zvažují maximální hmotnost vozu $m_a = 3000 \text{ kg}$ a hmotnost palety $m_p = 100 \text{ kg}$. Při výpočtu dále uvažují, že zatěžující tíhová síla působí uprostřed nosníku. Po dosazení:



Obr. 14 – Celková zatěžující síla F_c

$$m_{c1} = m_a + m_p = 3000 + 100 = 3100 \text{ N} \quad (1)$$

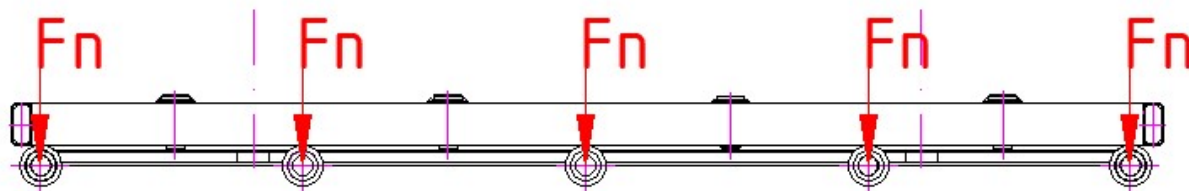
$$F_c = m_{c1} \cdot g = 3100 \cdot 9,81 = 30411 \text{ N} \quad (2)$$

$$\sum F_{iy} = 0 : A_1 + B_1 - F \rightarrow A_1 = \frac{F}{2} = 15205,5 \text{ N}$$

$$\sum M_{iA} = 0 : F \cdot \frac{5189}{2} - B_1 \cdot 5189 \rightarrow B_1 = \frac{F}{2} = 15205,5 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že v dané konstrukci je použito pět pojezdových kladek čili $n_k = 5 [-]$, zjednodušeně předpokládám, že reakce A_1 , resp. B_1 se mezi ně rovnoměrně rozloží, tedy

$$F_n = \frac{A_1=B_1}{n_k} = \frac{15205,5}{5} = 3041,5 \text{ N} \quad (3)$$



Obr. 15 - Rozdělení reakce A_1 , B_1 na jednotkové kladky

V důsledku poddajnosti materiálů a vlivem přitlačné síly F_N dochází ke zploštění přitlačné kladky a zároveň dojde ke shrnutí podložky (v tomto případě palety). To zapříčiní, že reakce působící proti přitlačné síle F_N nebude působit na stejné nositelce, čímž bude vyvolávat brzdný moment:

$$M_{B1} = R_k \cdot e \quad (4)$$

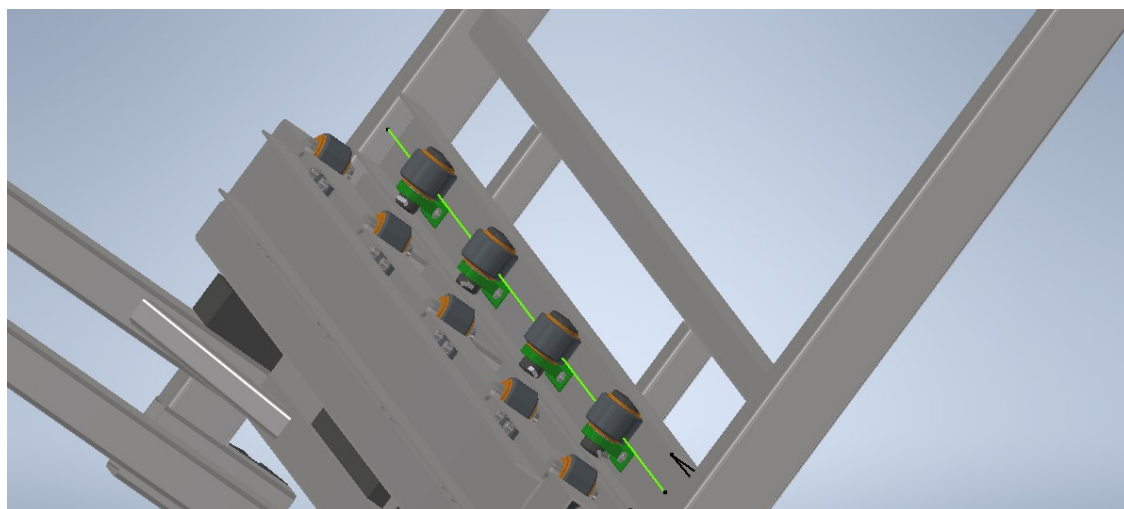
Při pohybu bude nutné překonat působení síly F_V , která bude na rameni R vytvářet brzdný moment M_{B1} . Z momentové rovnováhy ke středu lze vyjádřit velikost síly F_V :

$$F_V \cdot R_k = F_N \cdot e \rightarrow F_V = \frac{F_N \cdot e}{R_k} = \frac{3041,5 \cdot 0,05}{40} = 3,801 \text{ N} \quad (5)$$

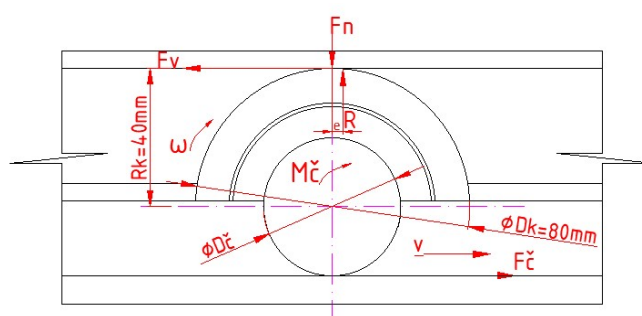
Rameno valivého odporu e uvažuji pro materiály ocel-ocel (ocelová pojezdová kladka – ocelový profil palety) $e = 0,05 \text{ mm}$ [17] str. 35.

Valivý odpor jedné kladky je $F_V = 3,801 \text{ N}$. Vzhledem k tomu, že je použito kladek deset $n_c = 10 [-]$, je celkový odpor kladek:

$$F_{V_{celk}} = n_c \cdot F_V = 10 \cdot 3,801 = 38,01 \text{ N} \quad (6)$$



Obr. 16 - Pojezdová kladky



Obr. 17 - Válivý odpor

Vzhledem k tomu, že při návrhu, uvažuji kladky s kluznými ložisky, je nutné při výpočtu statického momentu zahrnout do výpočtu také čepové tření. K čepovému tření dochází z toho důvodu, že čep je v kluzném ložisku uložen s vůlí. Díky tomu zde dochází k suchému případně polosuchému tření. Čep se při roztáčení v ložisku navaluje na plochu ložiska do okamžiku, kdy překročí úhel mezi reakcí kolmou na plochu ložiska a mezi zatěžující silou, tj. velikost klidového třecího úhlu. Poté dochází k překročení klidového třecího úhlu mezi silou zatěžující čep a reakcí kolmou na plochu ložiska. V poslední fázi dochází ke stabilizaci čepu pod třecím úhlem za pohybu $\varphi = \arctg(\mu)$. Kde $\mu = f_0$ (součinitel smykového tření) a je určeno z ST str. 36 [12,15]. Reakce na zatěžující sílu se

posune o míru ζ , čímž je vytvořen moment odporu $M_T = F_N \cdot \zeta$. Pokud moment odporu vyjádříme pomocí součinitele tření, pak bude platit následující:

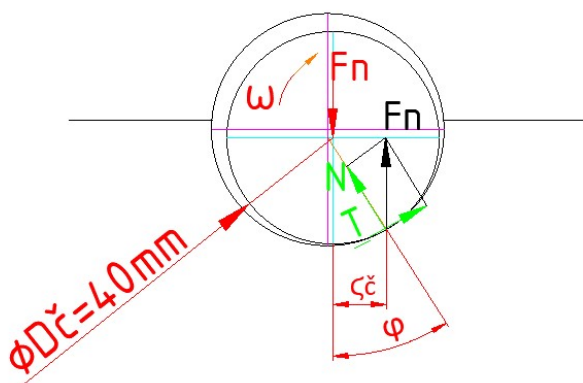
$$M_T = F_N \cdot R \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} = 3041,5 \cdot \frac{0,045}{2} \cdot \frac{0,15}{\sqrt{1+0,15^2}} = 9,022 \text{ Nm} \quad (7)$$

Velikost síly působící na jedné kladce, kterou musí navrhovaný pohon překonat:

$$F_k = \frac{M_T}{R \cdot \mu} = \frac{9,022}{0,040} = 225,559 \text{ N} \quad (8)$$

Vzhledem k tomu, že v systému je užito kladek deset tedy $n_c = 10$ [–], pak bude síla, kterou je nutno při rozjezdu překonat následující:

$$F_{Ck} = n_c \cdot F_k = 10 \cdot 225,559 = 2255 \text{ N} \quad (9)$$

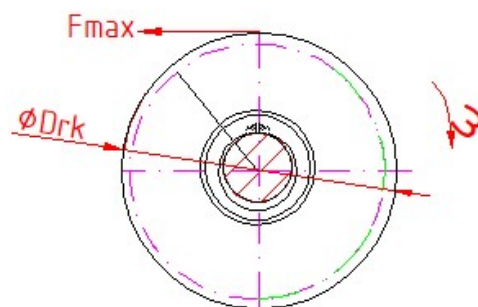


Obr. 18 – Čepové tření

Výsledný moment, který je potřeba na hřídeli vyvinout tak, aby došlo k překonání výše uvedených valivých odporů, za předpokladu působení síly F_{Vmax} na roztečném průměru řetězového kola, je dán následovně:

$$M_{Smax} = F_{Vmax} \cdot \frac{d_{řk}}{2} = (F_{Vcel} + F_{Ck}) \cdot \frac{d_{řk}}{2} = (38,01 + 2255) \cdot \frac{0,106}{2} \quad (10)$$

$$= 121,67 \text{ Nm}$$



Obr. 19 – Schéma řetězového kola

7.2. Dynamický moment

Zadané případně volené parametry potřebné pro výpočet dynamického momentu při zasouvání palety jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 1 – Tabulka zadaných, tj. odečtených potřebných parametrů

Maximální rychlost zasouvání palety	$v_{max} = 1 \frac{m}{s}$
Volená doba zasouvání	$t_z = 2,5 s$
Dráha pojezdu- odečteno z modelu	$s = 1,9 m$
Vypočtená rychlost zasouvání palety	$v_z = 0,76 \frac{m}{s}$

$$v_z = \frac{s}{t_z} = \frac{1,9}{2,5} = 0,76 \frac{m}{s}, \text{ pak } v_{max} = 1 > 0,76 \frac{m}{s} \quad (11)$$

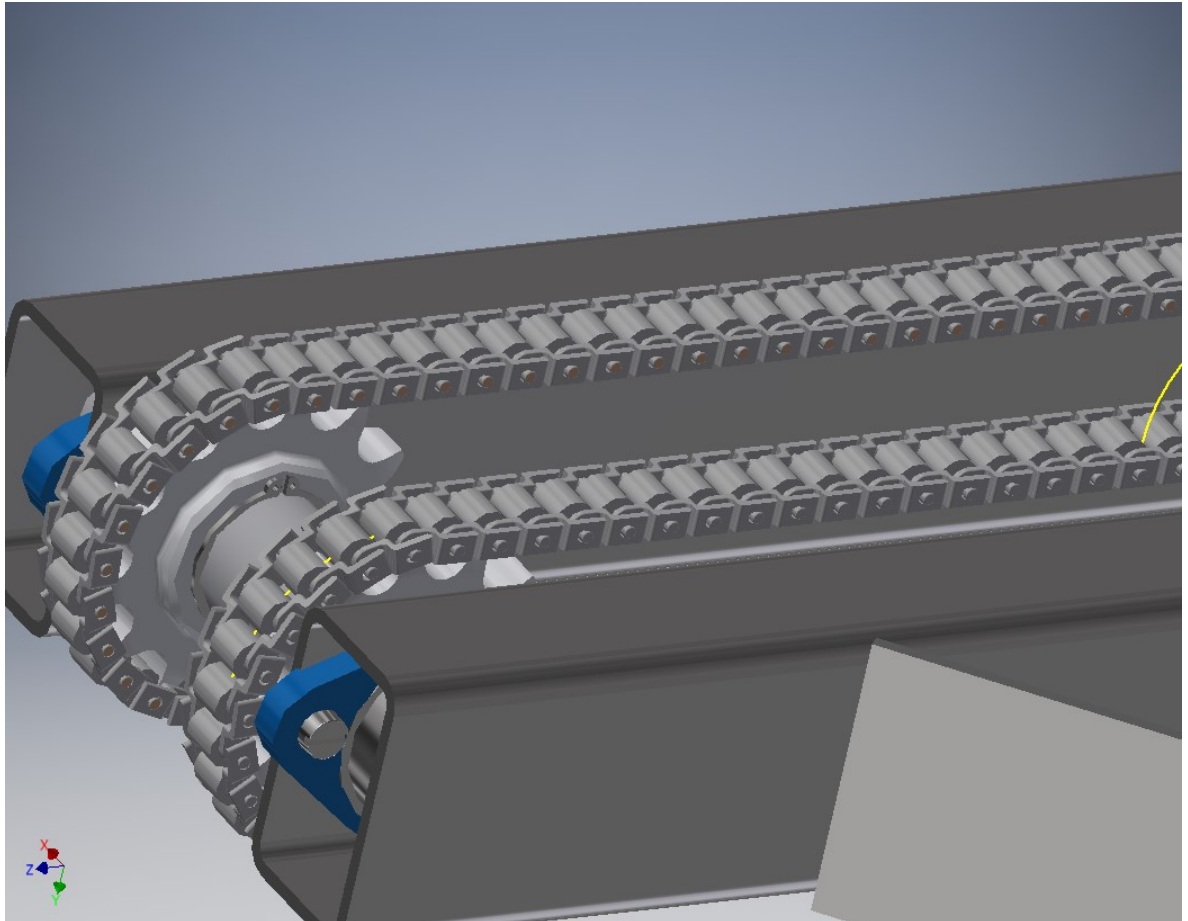
Za předpokladu rovnoměrně zrychleného pohybu, doby zasunutí $t_z = 2,5s$ a rychlosti posuvu

$v_z = 0,76 m/s$ bude zrychlení palety a řetězu z klidového stavu dáno vztahem:

$$v_z = a \cdot t_z + v_0 \rightarrow a = \frac{v - v_0}{t_z - t_0} = \frac{0,76 - 0}{2,5 - 0} = 0,304 \frac{m}{s^2} \quad (12)$$

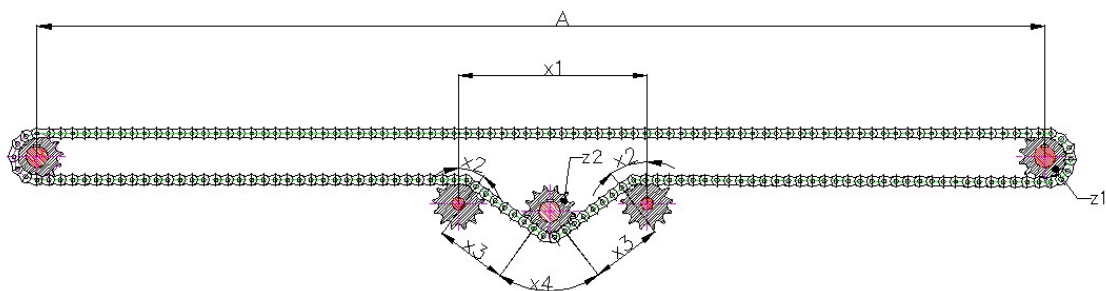
Úhlové zrychlení na hřídeli řetězového kola je pak dáno vztahem:

$$a = \varepsilon \cdot \frac{d_{fk}}{2} \rightarrow \varepsilon = \frac{2 \cdot a}{d_{fk}} = \frac{2 \cdot 0,304}{0,106} = 5,735 \frac{rad}{s^2} \quad (13)$$



Obr. 20 - Řetěz 16B – 1

Dále je nutné určit celkovou hmotnost posunujících se částí. Maximální hmotnost vozidla je dána zadáním, dále je také známa hmotnost palety, tudíž je nutné určit hmotnosti řetězů. Ve svém návrhu zvažuji užití jednořadého řetězu s označením 16B-1 dle DIN 8187 resp. ČSN 02 3311. Hmotnost jednoho metru řetězu je dle DIN 8187 $m_{ř1m} = 2,71 \frac{kg}{m}$. Dle níže uvedeného schématu byla stanovena potřebná délka řetězu $L_{ř}$:



Obr. 21 - Schéma řetěz 16B-1 DIN 8187

$$A = 2300 \text{ mm}; x_{1'} = 430 \text{ mm}; x_{2'} = 34 \text{ mm}; x_{3'} = 179 \text{ mm}; x_{4'} = 66 \text{ mm}$$

$$L_{\check{R}} = A - x_{1'} + 2 \cdot x_{2'} + 2 \cdot x_{3'} + x_{4'} \quad (14)$$

$$L_{\check{R}} = \left[2 \cdot A + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{A} \right] - x_{1'} + 2 \cdot x_{2'} + 2 \cdot x_{3'} + x_{4'}$$

$$L_{\check{R}} = \left[2 \cdot 2300 + \frac{25,4}{2} \cdot (13 + 13) + \left(\frac{(13 - 13)}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4^2}{2300} \right] - 430 + 2 \cdot 34 + 2 \cdot 179 + 66$$

$$L_{\check{R}} = 4992,2 \text{ mm}$$

$$X = \frac{L_{\check{R}}}{t} = \frac{4992,2}{25,4} = 196,5 \doteq 197 \text{ článků} \quad (15)$$

Je-li hmotnost jednoho metru řetězu $m_{\check{r}1m} = 2,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$, pak hmotnost řetězu je dána vztahem:

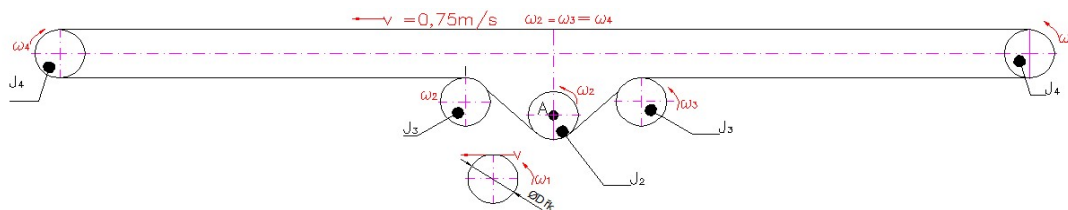
$$m_{\check{R}} = m_{\check{r}1m} \cdot \frac{L_{\check{R}}}{1000} = 2,71 \cdot 4,992 = 13,528 \text{ kg} \quad (16)$$

Celková hmotnost posouvajících se částí pak bude zahrnovat hmotnosti všech řetězů, hmotnost palety a maximální hmotnost vozidla:

$$m_c = m_p + m_a + 4 \cdot m_{\check{R}} = 100 + 3000 + 4 \cdot 13,528 = 3154,1 \text{ kg} \quad (17)$$

7.3. Redukce setrvačných hmot na hřídel motoru

Při výpočtu dynamického momentu nejprve zredukuji soustavu s řetězovými koly a samotným řetězem. Filozofie je taková, že soustavu zobrazenou na *Obr.20* nahradím jednoduchým kotoučem, který bude mít stejné setrvačné účinky jako reálná soustava. Vzniklou soustavu následně redukuji na výstupní hřídel elektropřevodovky. Níže na obrázku je znázorněno schéma soustavy.



Obr. 22 - Schéma soustavy

Úhlová rychlost řetězových kol:

$$v = \pi \cdot d \cdot n_{řk} \rightarrow n_{řk} = \frac{v}{\pi \cdot d} \quad (18)$$

$$\omega_4 = 2 \cdot \pi \cdot n_{řk} \rightarrow n_{řk} = \frac{\omega_4}{2 \cdot \pi} \quad (19)$$

$$n_{řk} = n_{řk}$$

$$\frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{\omega_4}{2 \cdot \pi} \text{ pak podelíme } /: \pi \rightarrow \omega_4 = \frac{2 \cdot v}{d} \quad (20)$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \frac{2 \cdot 0,76}{0,106} = 14,337 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \text{ nebo}$$

$$\omega_4 = \varepsilon \cdot t_Z = 5,735 \cdot 2,5 = 14,337 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (21)$$

Při výpočtu budu vycházet z rovnosti kinetických energií:

$$\frac{1}{2} \cdot J_4 \cdot \omega_4^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{4R} \cdot \omega_2^2 \rightarrow J_{4R} = J_4 \cdot \frac{\omega_4^2}{\omega_2^2} = 0,005 \cdot \frac{14,337^2}{14,337^2} = 0,005 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (22)$$

J_{4R} je redukce momentu setrvačnosti hnaného kola na centrální hřídel.

$$\frac{1}{2} \cdot J_3 \cdot \omega_3^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{3R} \cdot \omega_2^2 \rightarrow J_{3R} = J_3 \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_2^2} = 0,003 \cdot \frac{14,337^2}{14,337^2} = 0,003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (23)$$

J_{3R} je redukce momentu setrvačnosti vodícího řetězového kola na centrální hřídel.

$$\frac{1}{2} \cdot m_{\check{r}} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{\check{R}} \cdot \omega_2^2 \rightarrow J_{\check{R}} = \frac{m_{\check{r}} \cdot v^2}{\omega_2^2} = \frac{\left(\frac{d_{\check{r}k}}{2} \cdot \omega_2\right)^2 \cdot m_{\check{r}}}{\omega_2^2} = \frac{m_{\check{r}} \cdot d_{\check{r}k}^2}{4} = \frac{13,53 \cdot 0,106^2}{4} = 0,038 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (24)$$

$J_{\check{R}}$ je redukce posuvných hmot řetězů na centrální hřídel

$$J_{2R} = J_{4R} + J_{3R} + J_{\check{R}} = J_{4R} \cdot \frac{\omega_4^2}{\omega_2^2} + J_{3R} \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_2^2} + \frac{m_{\check{r}} \cdot d_{\check{r}k}^2}{4} = J_{4R} + J_{3R} + \frac{m_{\check{r}} \cdot d_{\check{r}k}^2}{4} \quad (25)$$

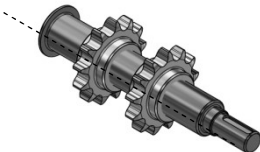
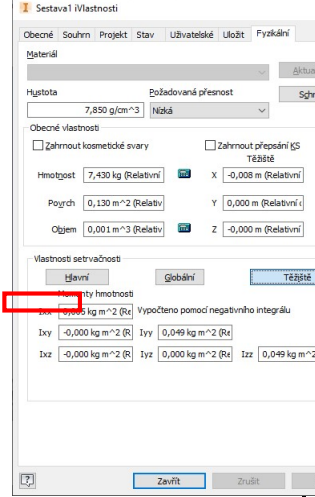
Po dosazení:

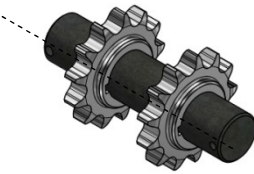
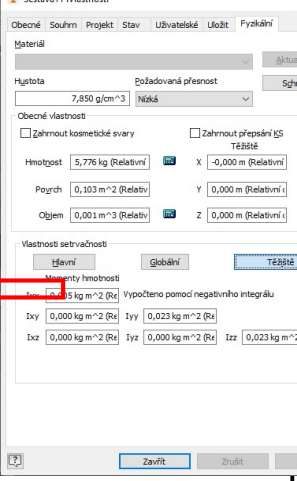
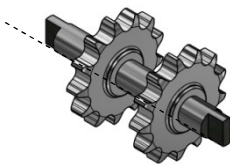
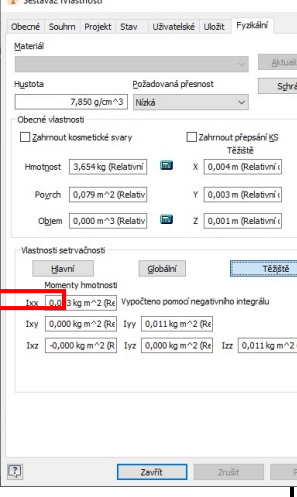

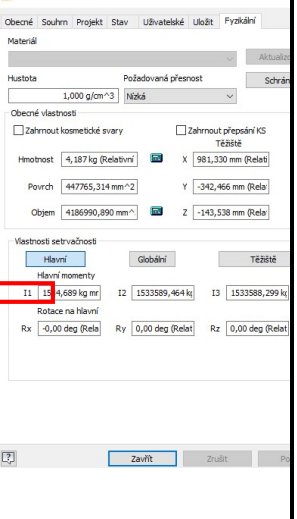
$$J_{2R} = 0,005 + 0,003 + 0,038 = 0,046 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{2R} – je redukce na hřídel hnacího centrálního kola viz. bod A

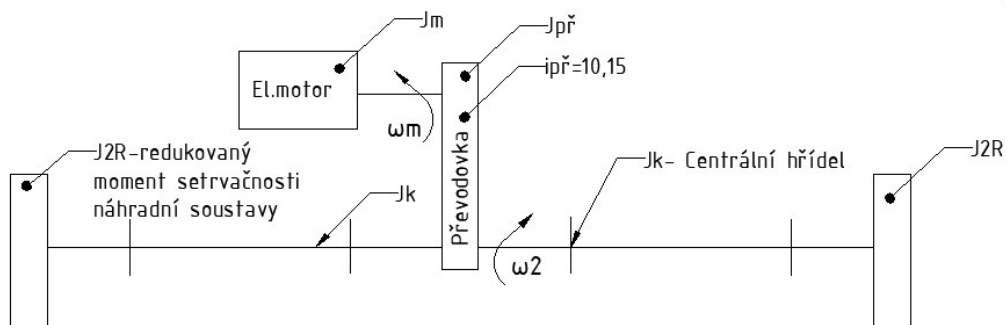
V následující tabulce jsou uvedeny momenty setrvačnosti potřebné pro výpočet. Momenty setrvačnosti byly odečteny ze 3D modelu v prostředí programu Inventor.

Tabulka 2 - Tabulka momentů setrvačnosti odečteny ze 3D modelu

$J_2 = 0,005 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$		
---	--	---

$J_4 = 0,005 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$		
$J_3 = 0,003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$		
$J_K = 0,0158 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$		

Na Obr. 21 je znázorněna nově vzniklá soustava pohonu. Na centrální hřídeli je situován kotouč reprezentující redukovanou hmotu soustavy. Moment setrvačnosti J_2 znázorňuje moment setrvačnosti kardanové hřídele a hnacího řetězového kola s hřídelí.



Obr. 23- Schéma redukováného momentu na centrální hřídel

Max. uhlová rychlost motoru:

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1415}{60} = 148,103 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (26)$$

Úhlové zrychlení na hřídeli motoru je pak dáno vztahem:

$$\varepsilon_M = a \cdot \frac{\omega_M}{v_z} = 0,304 \cdot \frac{148,103}{0,76} = 59,24 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (27)$$

Převodový poměr:

$$i_p = 10,15 \text{ dle katalógu NORD [3]}$$

Po úpravě je možno vyjádřit redukováný moment setrvačnosti kde : $\frac{\omega_M}{\omega_2} = i_p = 10,15 [-]$,

Při výpočtu se opět předpokládá rovnost kinetických energií:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{2c} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{2M} \cdot \omega_M^2 \rightarrow J_{2M} = J_{2c} \cdot \frac{\omega_2^2}{\omega_M^2} = (J_K + J_2) \quad (28)$$

$$J_{2M} = (0,005 + 0,0158) \cdot \frac{1}{10,15^2} = 0,0004465 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{2c} – představuje redukováný moment centrálního hřídele s hnacím řetězovým kolem.

$$\frac{1}{2} \cdot J_{2R} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{2RR} \cdot \omega_M^2 \rightarrow J_{2R} = J_{2RR} \cdot \frac{\omega_2^2}{\omega_M^2} \cdot \frac{1}{i_p^2} \quad (29)$$

$$J_{2RR} = J_{2R} \cdot \frac{1}{i_p^2} = 0,046 \cdot \frac{1}{10,15^2} = 0,0004465 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{2RR} představuje redukováný moment náhradní soustavy na hřídel motoru.

$$\frac{1}{2} \cdot m_p \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J_h \cdot \omega_M^2 \rightarrow J_h = \frac{m_c \cdot v^2}{\omega_M^2} = \frac{m_c \cdot \left(\frac{d_{řk}}{2} \cdot \omega_2\right)^2}{\omega_M^2} \cdot \frac{1}{i_p^2} \quad (30)$$

$$J_h = \frac{m_c \cdot d_{řk}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_p^2} = \frac{3154 \cdot 0,106^2}{4 \cdot 10,15^2} = 0,08599 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_p představuje redukci posuvného pohybu palety s vozidlem na hřídel motoru

J_M představuje moment setrvačnosti motoru [20]

$J_{PŘ}$ představuje moment setrvačnosti převodovky [20]

$$J_{1RED} = 2 \cdot J_{2M} + 2 \cdot J_{2RR} + J_h + J_p + J_M = 2 \cdot J_2 \cdot \frac{1}{i_{př}^2} + 2 \cdot J_{2R} \cdot \frac{1}{i_{př}^2} + \frac{m_c \cdot d_{řk}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_{př}^2} + J_p + J_M \quad (31)$$

$$J_{1RED} = 2 \cdot (J_{2M} + J_{2RR}) + J_h + (J_{PŘ} + J_M)$$

Po dosazení:

$$J_{1RED} = 2 \cdot (0,0002019 + 0,0004465) + 0,08599 + (0,0081) = 0,0102332 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dynamický moment se pak určí vynásobením redukovaného momentu setrvačnosti úhlovým zrychlením.

$$M_{DYN} = J_{1RED} \cdot \varepsilon_M = 0,0102332 \cdot 59,24 = 0,606 \text{ Nm} \quad (32)$$

Celkový rozběhový moment je pak dán součtem statického momentu a dynamického momentu. Předtím je však nutné vyjádřit statický moment na hřídel motoru. Účinnost elektro-převodovky $\eta_p = 85,3\%$ lze nalézt z katalogu NORD [20]

$$M_{SM} = \frac{M_S}{i_p} = \frac{121,67}{10,15} = 11,98 \text{ Nm} \quad (33)$$

$$M_{ROZP} = (M_S + M_{DYN}) \cdot \frac{1}{\eta_p} = (11,98 + 0,606) \cdot \frac{1}{0,853} = 14,75 \text{ Nm} \quad (34)$$

Výpočet otáček:

$$n_v = \frac{v_z}{\pi \cdot d_{ř}} = \frac{0,76 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,106} = 137 \text{ ot/min} \quad (35)$$

Výpočet procentuální odchylky vypočtené a zvolené (reálné) rychlosti otáčení hřídele motoru:

$$\Delta v = \frac{n_v}{n_{sk}} = \left(1 - \frac{137}{139}\right) \cdot 100\% = (1 - 0,978) \cdot 100\% = 1,43\% \quad (36)$$

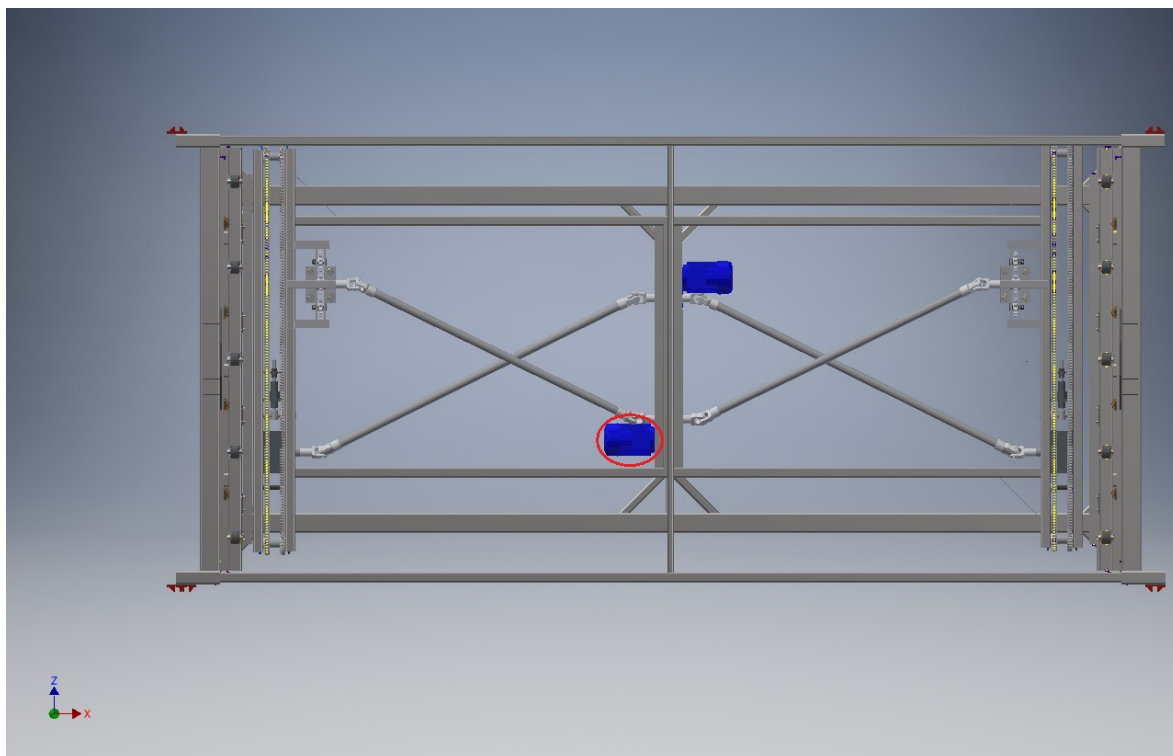
Tabulka 3 - Tabulka otáček

Vypočtené otáčky hřídele motoru	$n_v = 137 \text{ ot/min}$
Katalogové otáčky hřídele motoru	$n_{sk} = 139 \text{ ot/min}[3]$

Tabulka zvolené elektro-převodovky SK2282 – 90LP/4:

Tabulka 4 - Tabulka motoru

Výkon motoru	$P = 1,5 \text{ kW}$
4 pólový motor IE3 s vysokou účinností	SK2282– 90LP/4
Skutečné rychlost otáčení	$v_{sk} = 139 \text{ ot/min}$
Maximální otáčky motoru	$n_M = 1415 \text{ ot/min}$
Převodový poměr	$i = 10,15$
Jmenovitý výkon elektro-převodovky	$M_{JMEN} = 103 \text{ Nm}$
Účinnost elektro – převodovky	$\eta_c = 85,3\%$
Poměr mezi rozběhovým a záběrovým momentem	$M_A/M_N = 3,3$
Napětí / Frekvence	400 V/50 Hz



Obr. 24 - Celková sestava včetně pohonu palety

7.4. Kontrola hnacího motoru na zátěžný moment

V tomto stavu se uvažuje proces, kdy dochází k urychlování hmot a zároveň k překonávání všech statických momentů, tedy $M_{DYN} = I_{RED} \cdot \varepsilon \neq 0 \text{ Nm}$. Z tohoto důvodu se s jmenovitým výkonem motoru porovnává moment zahrnující statickou i dynamickou složku. Na základě předchozího výpočtu byla zvolena elektro-převodovka s označením SK2282 – 90LP/4. Jmenovitý výkon elektromotoru $M_{JMEN} = 103 \text{ Nm}$.

Platí rovnice:

$$\frac{M_{Záb}}{M_{Mn}} \leq \frac{M_a}{M_n} \quad (37)$$

$$\frac{M_{ROZP}}{\frac{P_M}{\omega_M}} \leq \frac{M_a}{M_n}$$

$$\frac{14,75}{\frac{1,5 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}}} \leq 3,3$$

$$\frac{14,75}{\frac{1,5 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1415}{60}}} \leq 3,3$$

1,45 < 3,3 - zvolená elektro – převodovka Vyhovuje

8. Návrh pohonu palety a teleskopu

Maximální zatížení palety a teleskopu. Zatěžující složky paleta + auto + teleskop spolu činí:

$$m_{c2} = m_p + m_a + m_t + m_{ř1} + m_{ř2} \quad (38)$$

$$m_t = 4 \cdot m_{ř1} + 2 \cdot m_{ř2} + m_{tt} \quad (39)$$

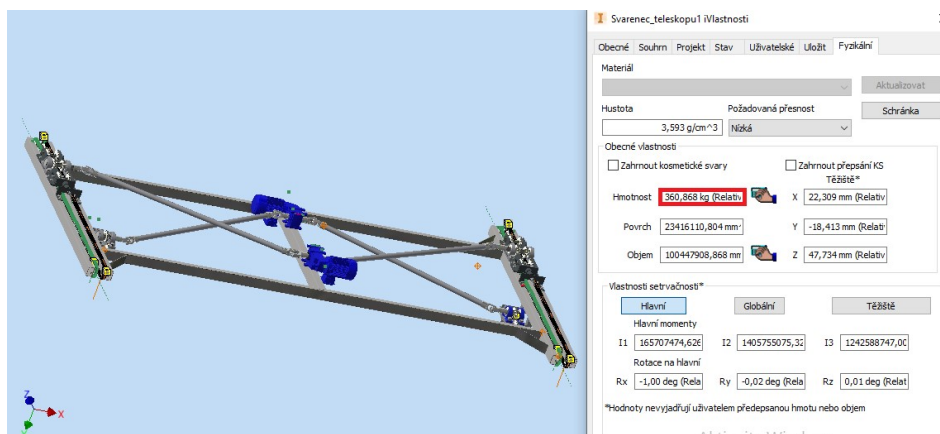
$$m_t = 4 \cdot 13,53 + 2 \cdot 7,295 + 292,2 = 360,9 \text{ kg}$$

$m_{tt} \rightarrow$ je hmotnost teleskopu z Inventoru

$$m_{c2} = 100 + 3000 + 292,2 + 4 \cdot 13,53 + 2 \cdot 7,295$$

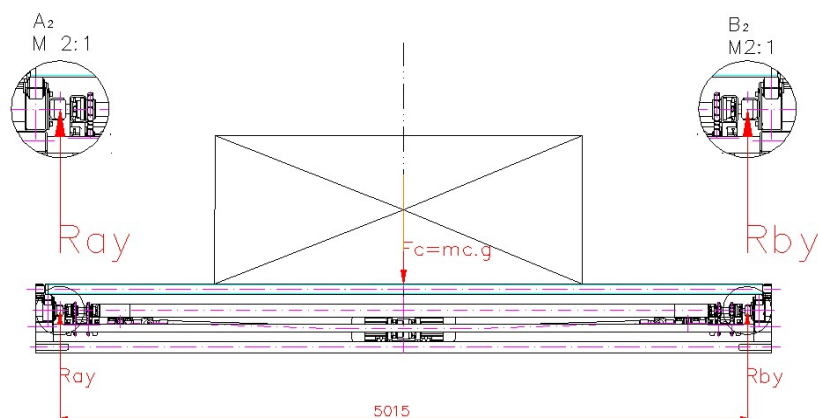
$$m_{c2} = 3460,9 \text{ kg}$$

$$F_{c2} = m_{c2} \cdot g = 3460,9 \cdot 9,81 = 33\,951,429 \text{ N} \quad (40)$$



Obr. 25 - Určení celkové hmotnosti teleskopu z Inventoru 3D

- 1) Určení zbývajících pojezdových kladek v „C“ drážce. Při výpočtu předpokládám jednoduchý nosník o dvou podpěrách.



Obr. 26 - Jednoduchý nosník (rozklad sil)

$$\sum F_{iy} = 0 : A_2 + B_2 - m_{C2} \cdot g \rightarrow B_2$$

$$\sum M_{iA} = 0 : A_2 \cdot L - \frac{m_{C2} \cdot g \cdot L}{2} \rightarrow A_2$$

$$B_2 = \frac{m_{C2} \cdot g \cdot \frac{L}{2}}{L} = \frac{m_{C2} \cdot g \cdot L}{2 \cdot L} = \frac{m_{C2} \cdot g}{2} = \frac{3460,91 \cdot 9,81}{2} = 16\,975,71 \text{ N} \quad (41)$$

$$A_2 = m_C \cdot g - \frac{m_{C2} \cdot g}{2} = m_{C2} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right) = \frac{m_{C2} \cdot g}{2} = 16\,975,71 \text{ N} \quad (42)$$

- 2) Výpočet statických odporů proti pohybu.

Za předpokladu rovnoměrně zrychleného pohybu, doby zasunutí $t = 2,5 \text{ s}$ a rychlosti posuvu

$v = 0,76 \text{ m/s}$ a zrychlení bude $a = 0,304 \text{ m/s}^2$ z klidového stavu.

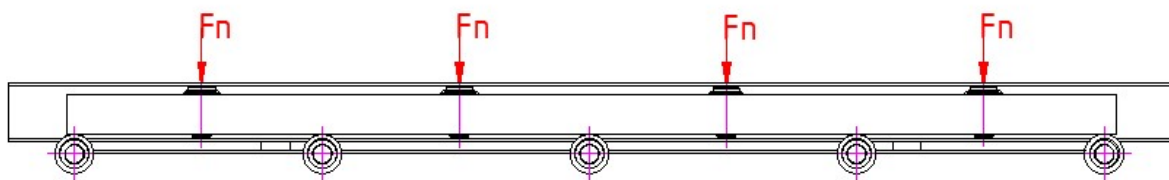
$$v = a \cdot t + v_0 \rightarrow a = \frac{v}{t} - v_0 = \frac{0,76}{2,5} - 0 = 0,304 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (43)$$

Úhlové zrychlení na hřídeli řetězového kola je pak dáno vztahem:

$$a = \varepsilon \cdot \frac{d_{fk}}{2} \rightarrow \varepsilon = \frac{2 \cdot a}{d_{fk}} = \frac{2 \cdot 0,304}{0,106} = 5,735 \text{ s}^{-2} \quad (44)$$

Vzhledem k tomu, že v dané konstrukci jsou použity 4 klady $n_K = 4 [-]$, zjednodušeně předpokládám, že reakce A_2 , resp. B_2 se mezi ně rovnoměrně rozloží, tedy:

$$F_{N2} = \frac{A_2, B_2}{n_{K2}} = \frac{16975,71}{4} = 4243,92 \text{ N} \quad (45)$$



Obr. 27 - Rozdělení přitlačných sil F_N

Vlivem přitlačné síly F_N dochází ke zploštění přitlačné kladky v tzv. „C drážce“ kde jsem volil 4 kladky na každé straně. To zapříčiní, že reakce působící proti přitlačné síle F_N nebude působit na stejné nositelce, čímž bude vyvolávat brzdný moment:

$$M_{B2} = R_{V2} \cdot e \quad (46)$$

Aby se těleso udrželo v pohybu, je nutné zajistit působení síly F_V , která bude na rameni R_{K2} vytvářet brzdný moment M_{B2} . Z momentové rovnováhy ke středu lze vyjádřit velikost síly F_{V2} :

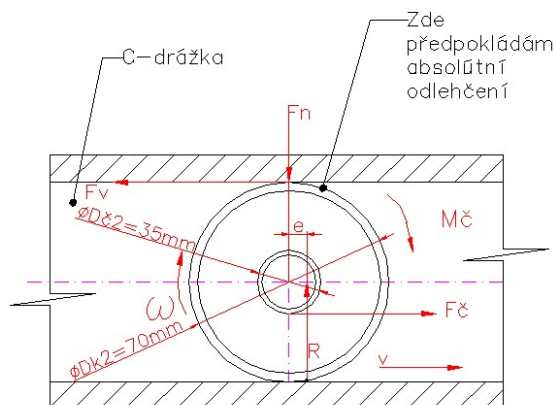
$$F_{V2} \cdot R_{V2} = F_N \cdot e \rightarrow F_{V2} = \frac{F_N \cdot e}{R_k} = \frac{F_N \cdot e}{\frac{D_{k2}}{2}} = \frac{2 \cdot 4243,92 \cdot 0,05}{35} = 12,12 \text{ N} \quad (47)$$

Rameno valivého odporu e uvažuji pro materiály ocel-ocel (ocelová pojezdová kladka – ocelový profil palety) $e = 0,05 \text{ mm}$.

Valivý odpor jedné kladky je $F_{V2} = 12,12 \text{ N}$. Vzhledem k tomu, že je použito kladek osm

$n_{c2} = 8 [-]$, je celkový valivý odpor kladek:

$$F_{Vmax2} = n_{c2} \cdot F_{V2} = 8 \cdot 12,12 = 97 \text{ N} \quad (48)$$



Obr. 28 - Válivé tření v „C“ drážce

Vzhledem k tomu, že při návrhu uvažují, kladky s kluznými ložisky je nutné při výpočtu statického momentu zahrnout do výpočtu také čepové tření. Reakce na zatěžující sílu se posune o míru ξ , čímž je vytvořen moment odporu $M_{T2} = F_N \cdot e$. Kde $\mu = f_0$ (součinitel smykového tření), je určeno z ST str. 36 [15,17]. Pokud moment odporu vyjádříme pomocí součinitele tření, pak bude platit následující:

$$M_{T2} = F_N \cdot R_{\xi 2} \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} = 4243,92 \cdot 0,035 \cdot \frac{0,15}{\sqrt{1+0,15^2}} = 22,03 \text{ Nm} [2] \quad (49)$$

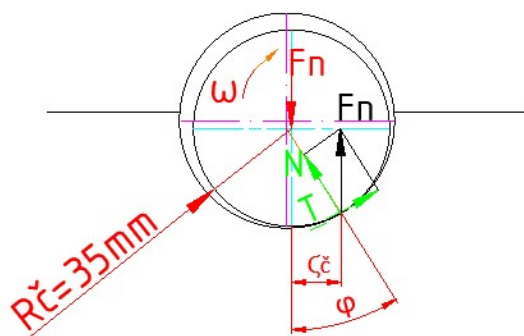
Velikost síly působící na jedné kladce, kterou musí navrhovaný pohon překonat:

$$F_{k2} = \frac{M_{T2}}{R_{\xi 2}} = \frac{22,03}{0,035} = 629,661 \text{ N} \quad (50)$$

Vzhledem k tomu, že v systému je užito kladek osm, bude maximální síla, kterou je nutno při rozjezdu překonat následující:

Maximální síla, kterou je nutné překonat při pohybu u 8 kladek:

$$F_{Cmax2} = n_c \cdot F_{k2} = 8 \cdot 629,661 = 5\,037,293 \text{ N} \quad (51)$$



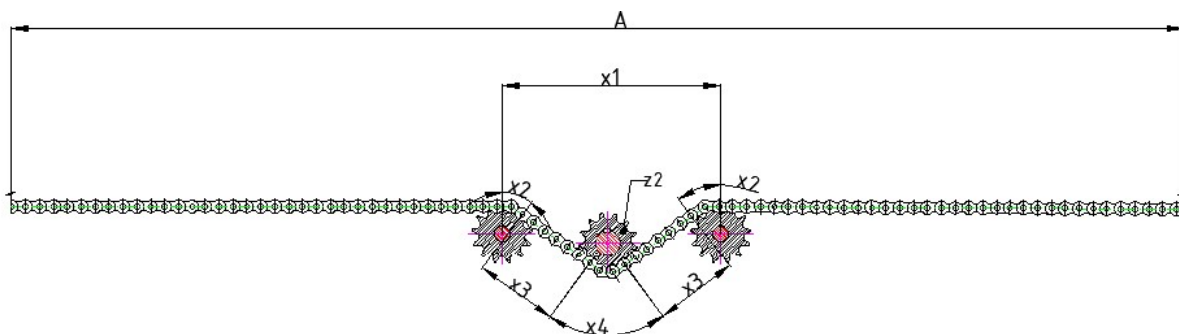
Obr. 29 - Čepové tření

Výsledný moment, který je potřeba na hřídeli vyvinout tak, aby došlo k překonání výše uvedených valivých odporů, za předpokladu působení síly F_{Vmax2} na roztečném průměru řetězového kola, je dán následovně:

$$M_{Sm} = F_{Vmax2} \cdot \frac{d_{řetěz2}}{2} = (F_{Vmax2} + F_{Cmax2}) \cdot \frac{d_{řetěz2}}{2} \quad (52)$$

$$M_{Smax2} = (97 + 5\,037,293) \cdot \frac{0,106}{2} = 272,117 Nm$$

Dále určíme potřebný počet článků řetězu. Při výpočtu vycházíme z níže uvedeného schémata.



Obr. 30 - Napínání řetězu 16B-1 DIN 8187

$$A = 2300 \text{ mm}; x_1 = 430 \text{ mm}; x_2 = 34 \text{ mm}; x_3 = 179 \text{ mm}; x_4 = 66 \text{ mm}$$

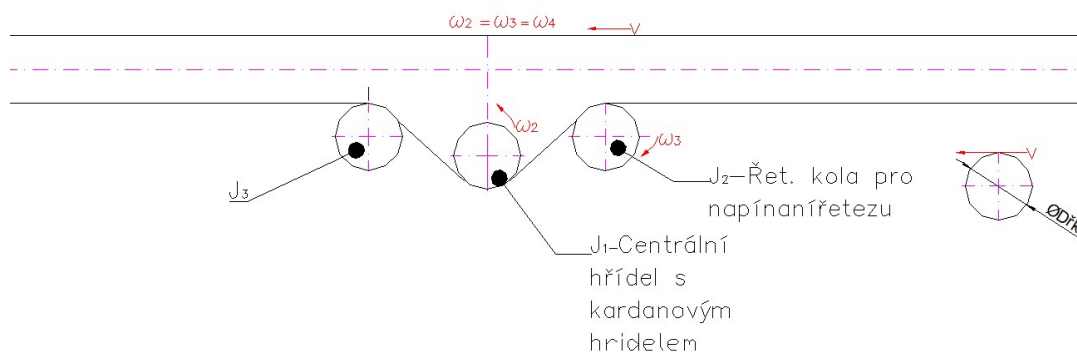
$$L_{\check{R}} = A - x_1 + 2 \cdot x_2 + 2 \cdot x_3 + x_4 \quad (53)$$

$$L_{\check{R}} = \left[A + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{(z_2 - z_1)^2}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t^2}{A} \right] - x_1 + 2 \cdot x_2 + 2 \cdot x_3 + x_4$$

$$L_{\check{R}} = 2692,2 \text{ mm}$$

Je-li hmotnost jednoho metru řetězu $m_{r1m} = 2,71\text{kg}$, pak hmotnost řetězu je dána vztahem:

$$m_{\check{r}2} = m_{\check{r}1m} \cdot L_{\check{r}} = 2,71 \cdot 2,692 = 7,295 \text{ kg} \quad (54)$$



Obr. 31 - Schéma soustavy teleskopu

Úhlová rychlost řetězových kol:

$$v = \pi \cdot d \cdot n_{\check{\text{r}}k2} \rightarrow n_{\check{\text{r}}k2} = \frac{v}{\pi \cdot d} \quad (55)$$

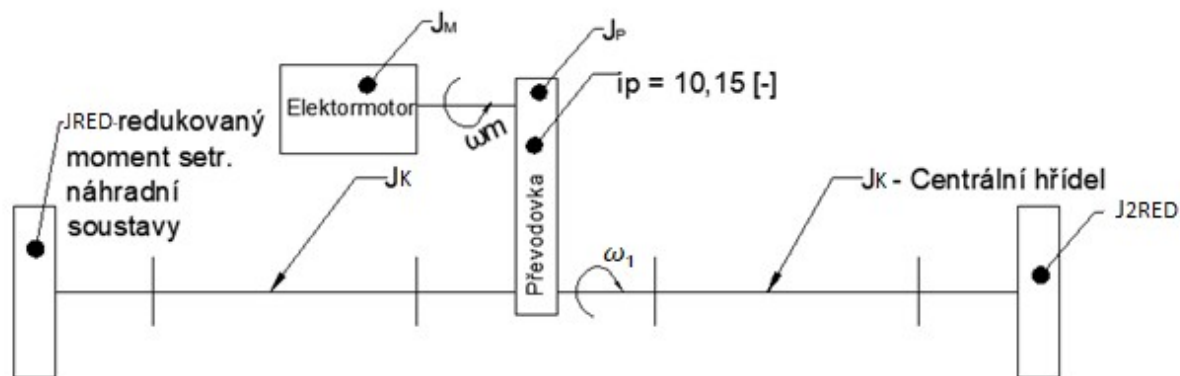
$$\omega_4 = 2 \cdot \pi \cdot n_{\check{\text{r}}k2} \rightarrow n_{\check{\text{r}}k2} = \frac{\omega_4}{2 \cdot \pi} \quad (56)$$

$$n_{rk2} = n_{rk2}$$

$$\frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{\omega_4}{2 \cdot \pi} \text{ pak } \textit{podelíme} /: \pi \rightarrow \omega_4 = \frac{2 \cdot v}{d \ddot{r} k} \quad (57)$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \frac{2,076}{0,106} = 14,337 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \text{ nebo}$$

$$\omega_4 = \varepsilon_2 \cdot t = 5,735 \cdot 2,5 = 14,337 \frac{rad}{s} \quad (58)$$



Obr. 32 - Schéma redukovaného momentu na centrální hřídel

Max. uhlová rychlost motoru:

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1425}{60} = 149,15 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (59)$$

8.1. Výpočet úhlového zrychlení na hřídel motoru

Zrychlení přímočarého pohybu je dáno vztahem:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (60)$$

Zrychlení rotačního pohybu je dáno vztahem:

$$\varepsilon_M = \frac{d\omega_M}{dt} \quad (61)$$

Pokud položíme čas $t = \text{kons.}$, tak úpravou vztahů (56) a (57) získáme vztah:

$$\frac{a}{\varepsilon_M} = \frac{v}{\omega_M} \quad (62)$$

Úhlové zrychlení na hřídeli motoru je pak dáno vztahem:

$$\varepsilon_M = a \cdot \frac{\omega_M}{2} = a \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{2} = 0,304 \cdot \frac{149,15}{0,76} = 59,66 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (63)$$

Převodový poměr:

$$i_p = 10,15 \text{ dle katalógu NORD [3]}$$

$$\frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{2R} \cdot \omega_1^2 \rightarrow J_{2R} = J_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} = (0,005 + 0,0158) \cdot \frac{14,33^2}{14,33^2} = 0,0208 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (64)$$

$$J_{2RED} = 2 \cdot J_{2R} + J_1$$

$$\frac{1}{2} \cdot J_{2RED} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{REDM} \cdot \omega_1^2 \rightarrow J_{REDM} = J_{RED} \cdot \frac{\omega_1^2}{\omega_M^2} = (2 \cdot J_{2R} + J_1) \cdot \frac{1}{i_p^2} \quad (65)$$

$$J_{2RED} = (2 \cdot 0,0208 + 0,005) \cdot \frac{1}{10,15^2} = 0,000452 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{2REDM} je redukce náhradní soustavy na hřídel motoru.

$$\frac{1}{2} \cdot m_{c2} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J_P \cdot \omega_1^2 \rightarrow J_P = \frac{m_{c2} \cdot v^2}{\omega_1^2} = \frac{\left(\frac{d_{řk}}{2} \cdot \omega_1\right)^2 \cdot m_{c2}}{\omega_1^2} \cdot \frac{1}{i_p^2} \quad (66)$$

$$J_P = \frac{m_{c2} \cdot d_{řk}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_p^2} = \frac{3450,91 \cdot 0,106^2}{4} \cdot \frac{1}{10,15^2} = 0,094 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_P – je redukce momentu setrvačnosti soustavy všech posuvných hmot

$$\frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \omega_k^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{KREDM} \cdot \omega_M^2 \quad (67)$$

$$J_{KREDM} = J_{K2} \cdot \frac{\omega_1^2}{\omega_M^2} = (J_K + J_1) \cdot \frac{1}{i_p^2} = 0,00158 \cdot \frac{1}{10,15^2} = 1,53 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{KREDM} je redukce momentu setrvačnosti kardanové hřídele a centrálního kola

$$J_{2RED} = J_{PŘ} + J_M + 2 \cdot J_{REDM} + 2 \cdot J_{KREDM} + J_P \quad (68)$$

$$J_{2RED} = J_M + J_{PŘ} + 2 \cdot \left(J_{KREDM} \cdot \frac{1}{i_p^2} \right) + 2 \cdot \left(J_K \cdot \frac{1}{i_p^2} \right) + \left(\frac{m_c \cdot d_{řk}^2}{4} \right)$$

$$J_{2RED} = (J_{PŘ2} + J_{M2}) + 2 \cdot \left[(2 \cdot J_{2R} + J_1) \cdot \frac{1}{i_p^2} \right] + 2 \cdot \left(J_K \cdot \frac{1}{i_p^2} \right) + \left(\frac{m_c \cdot d_{řk}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_p^2} \right)$$

$$J_{2RED} = (0,0075) + (2 \cdot 0,0208 + 0,005) \cdot \frac{2}{10,15^2} + 2 \cdot \left(0,00158 \cdot \frac{1}{10,15^2} \right) + \left(\frac{3450,91 \cdot 0,106^2}{4} \cdot \frac{1}{10,15^2} \right)$$

$$J_{2RED} = 0,1025 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

J_{2RED} je redukovaný moment setrvačnosti náhradní soustavy na osu centrálního hřídele,

J_{2R} představuje redukovaný moment vodícího řetězového kola na centrální hřídel

J_K představuje redukovaný moment hřídele

J_{M2} představuje redukovaný moment hřídele motoru:

$J_{PŘ2}$ představuje redukovaný moment převodovky:

$$J_{2RED} = 0,1025 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dynamický moment se pak určí vynásobením redukovaného momentu setrvačnosti úhlovým zrychlením.

$$M_{DYN2} = J_{2RED} \cdot \varepsilon_M = 0,1025 \cdot 59,66 = 6,11 \text{ Nm} \quad (69)$$

Celkový rozběhový moment je pak dán součtem statického momentu a dynamického momentu. Předtím je však nutné pře vyjádřit statický moment na hřídel motoru.

$$M_{SM2} = \frac{M_{Smax2}}{i_{p2}} = \frac{272,117}{10,15} = 26,08 \text{ Nm} \quad (70)$$

Celkový rozběhový moment je pak dán součtem statického momentu a dynamického momentu.

$$M_{ROZP2} = (M_{S2} + M_{DYN2}) \cdot \frac{1}{\eta_{p2}} = (26,08 + 6,11) \cdot \frac{1}{0,856} = 37,6 \text{ Nm} \quad (71)$$

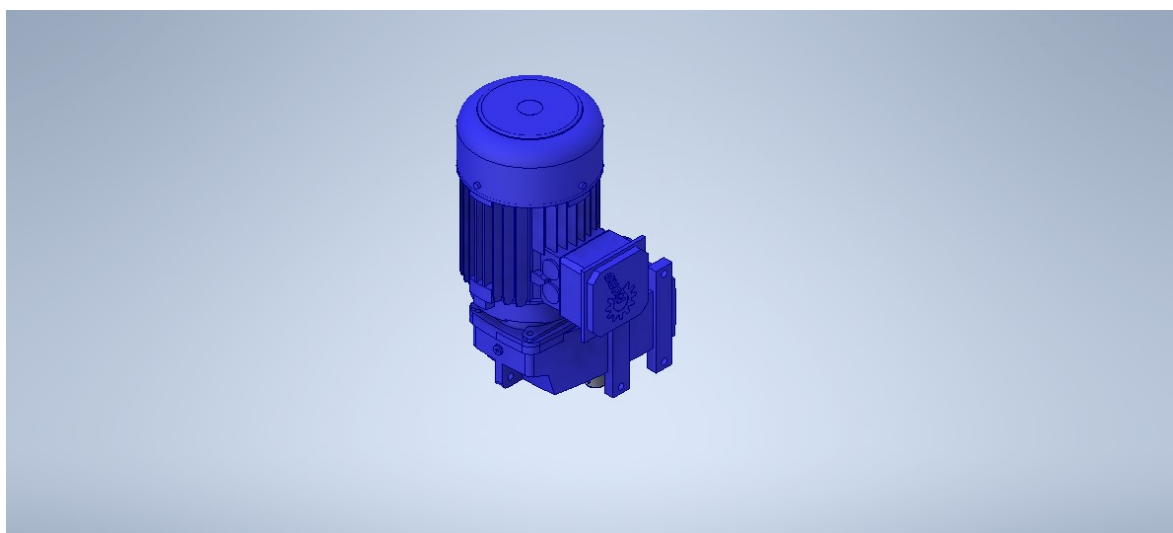
Výpočet procentuální odchylky vypočtené a zvolené (reálné) rychlosti otáčení hřídele motoru:

$$\frac{n_v}{n_{sk}} = \left(1 - \frac{135}{140}\right) * 100\% = (1 - 0,964) * 100\% = 3,6\% \quad (72)$$

Tabulka zvolené elektro-převodovky SK 2282 – 100AP/4 :

Tabulka 5 - Tabulka motoru

Výkon motoru	$P = 3 \text{ kW}$
4 pólový motor IE3 s vysokou účinností	SK2282 – 100 AH/4
Skutečné rychlost otáčení	$v_{sk} = 140 \text{ ot/min}$
Maximální otáčky motoru	$n_M = 1425 \text{ ot/min}$
Převodový poměr	$i = 10,15$
Jmenovitý výkon elektro- převodovky	$M_{JMEN} = 204 \text{ Nm}$
Účinnost elektro – převodovky	$\eta_c = 85,6\%$
Poměr mezi rozběhovým a záběrovým momentem	$M_A/M_N = 3,2$
Napětí / Frekvence	400 V/50 Hz



Obr. 33 - Elektromotor SK2282

8.2. Kontrola motoru na rozběh

V tomto stavu se uvažuje proces, kdy dochází k urychlování hmot a zároveň k překonávání všech statických momentů, tedy $M_{DYN} = I_{RED} \cdot \varepsilon \neq 0 \text{ Nm}$. Z tohoto důvodu, se s jmenovitým výkonem motoru porovnává moment zahrnující statickou i dynamickou složku. Na základě předchozího výpočtu byla zvolena elektro-převodovka s označením SK 2282–100AH/4 Jmenovitý výkon elektromotoru $M_{JMEN} = 204 \text{ Nm}$. Bezpečnost motoru pro rozběh k :

Platí rovnice:

$$\frac{M_{Záb}}{M_{Mn}} \leq \frac{M_a}{M_n} \quad (73)$$

$$\frac{M_{ROZP2}}{\frac{P_M}{\omega_M}} \leq \frac{M_a}{M_n}$$

$$\frac{\frac{37,6}{3 \cdot 10^3}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}} \leq 3,2$$

$$\frac{\frac{37,6}{3 \cdot 10^3}}{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1425}{60}} \leq 3,2$$

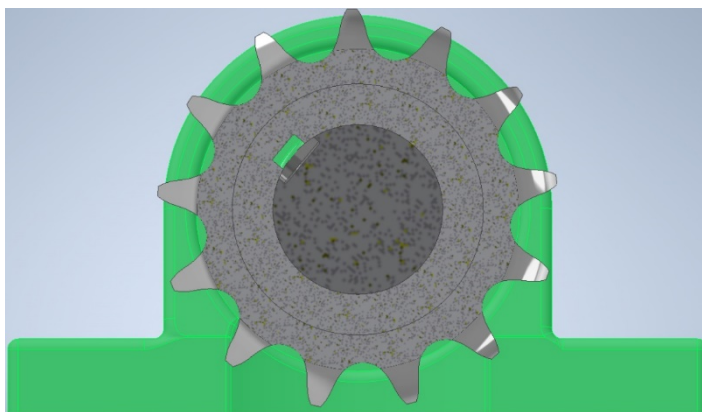
$1,86 < 3,2$ - zvolená elektro – převodovka vyhovuje!

9. Výpočet těsného pera

9.1. Výpočet těsného pera řez B-B

Přenos krouticího momentu $M_k = M_{kh}$

$$M_k = k \cdot \frac{P \cdot 60}{2 \pi \cdot n_m} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = 1,85 \cdot \frac{3000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1425} \cdot 10,15 \cdot 0,856 = 323,1 \text{ Nm} \quad (74)$$



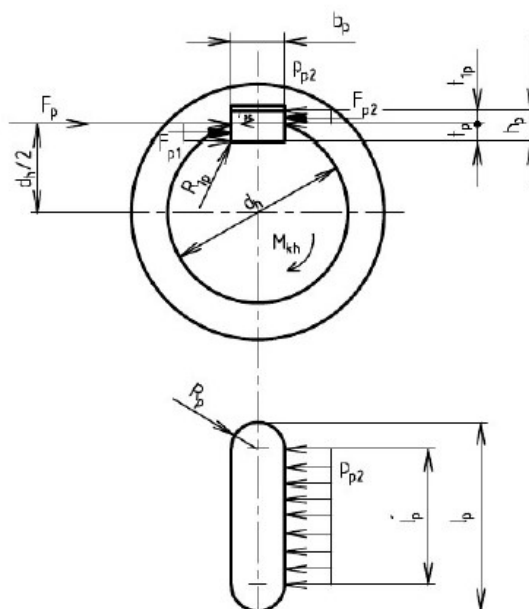
Obr. 34 - Výpočet těsného pera mezi použitým čepem a řetězovým kolem

Síla působící na pero F_{p2}

$$F_{p2} = \frac{M_k \cdot 1000}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_{1p}}{2}} \quad (75)$$

$$F_{p2} = \frac{323,1 \cdot 1000}{\frac{50}{2} + \frac{3,8}{2}}$$

$$F_{p2} = 12012,6 \text{ N}$$



Obr. 35 - Silové poměry a rozměry perových spojů [19]

Délka boku pera $l_{p'}$

$$l_{p'} = \frac{F_{P2}}{P_D \cdot t_{1p}} \quad (76)$$

$$l_{p'} = \frac{12012,6}{130 \cdot 3,5}$$

$$l_{p'} = 26,4 \text{ mm}$$

P_D – volím dle literatury pro materiál 12 050 = 130 MPa[17]

Minimální délka pera l_p

$$l_p = l_{p'} + b_p \quad (77)$$

$$l_p = 24,3 + 16$$

$$l_p = 40,3 \text{ mm} - \text{volím délku pera 40 mmz st. [19]}$$

Výpočet střižné síly:

$$F_P = \frac{M_k}{\frac{d_h}{2}} \quad (78)$$

$$F_P = \frac{323,1}{\frac{0,050}{2}}$$

$$F_P = 12\,924 \text{ N}$$

Kontrola na střih:

(79)

$$\tau_{SP} = \frac{F_P}{l_p \cdot b_p}$$

$$\tau_{SP} = \frac{12\,924}{40 \cdot 16}$$

$$\tau_{SP} = 20,193 \text{ MPa}$$

Platí podmínka:

(80)

$$\tau_{SP} \leq \tau_D$$

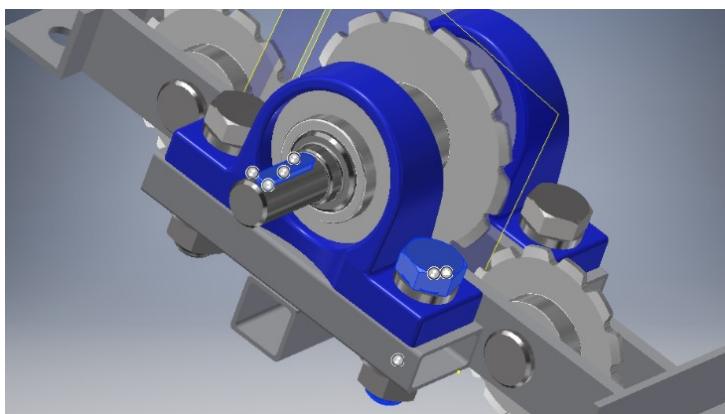
$$\frac{F_P}{l_p \cdot b_p} \leq \tau_D$$

$$20,193 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} - \text{VYHOVUJE!}$$

Bylo zvolené PERO 16e7 x 10 x 40 ČSN 02 2562

τ_D – dovolená hodnota ve střihu byla volena dle [17]

9.2. Výpočet těsného pera u napojení kardanové hřídele



Obr. 36 - Vyznačení těsného pera 2 na 3D modelu

Přenos krouticího momentu $M_k = M_{kh}$

$$M_k = k \cdot \frac{P_n \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = 1,85 \cdot \frac{3000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1425} \cdot 10,15 \cdot 0,856 = 323,1 \text{ Nm} \quad (81)$$

Síla působící na pero F_{p2a}

$$F_{p2a} = \frac{M_k \cdot 1000}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_{1p2}}{2}} \quad (82)$$

$$F_{p2a} = \frac{323,1 \cdot 1000}{\frac{38}{2} + \frac{3,3}{2}}$$

$$F_{p2a} = 15\,646,5 \text{ N}$$

Délka boku pera $l_{p2'}$

$$l_{p2'} = \frac{F_{p2a}}{P_D \cdot t_{1p2}} \quad (83)$$

$$l_{p2'} = \frac{15\,646,5}{100 \cdot 3,3}$$

$$l_{p2'} = 47,4 \text{ mm}$$

P_D – volím dle literatury pro mat. 12 020 = 100 MPa [17]

Minimální délka pera l_{p2}

$$l_{p2} = l_{p2'} + b_{p2} \quad (84)$$

$$l_{p2} = 47,4 + 10$$

$$l_{p2} = 57,4 \text{ mm} - \text{volím délku pera } 60 \text{ mm z st. [17]}$$

Výpočet střižné síly:

$$F_{P2} = \frac{M_k}{\frac{d_{h2}}{2}} \quad (85)$$

$$F_{P2} = \frac{323,1}{\frac{0,030}{2}}$$

$$F_{P2} = 17\,005,3 \text{ N}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_{SP2} = \frac{F_{P2}}{l_{P2} \cdot b_{P2}} \quad (86)$$

$$\tau_{SP2} = \frac{17\,005,3}{60 \cdot 10}$$

$$\tau_{SP2} = 28,3 \text{ MPa}$$

Platí podmínka:

$$\tau_{SP2} \leq \tau_D \quad (87)$$

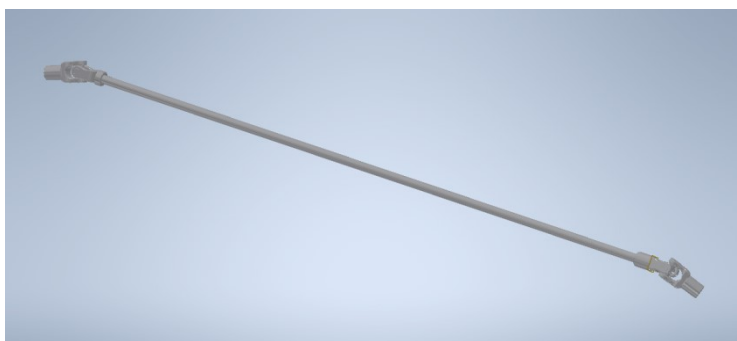
$$\frac{F_{P2}}{l_{P2} \cdot b_{P2}} \leq \tau_D$$

$$28,3 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} - \text{VYHOVUJE!}$$

Bylo zvolené PERO 10e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562

τ_D – dovolená hodnota ve stříhu byla volena dle [17]

10. Kontrola kardanové hřídele pro motor 3kW [9]



Obr. 37 - Kardanová hřídel

$$M_k = \frac{P_n \cdot 60}{2\pi \cdot n_m} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = \frac{3000 \cdot 60}{2\pi \cdot 1425} \cdot 10,15 \cdot 0,856 = 174,66 \text{ Nm} \quad (88)$$

Hodnoty z katalogu NORD (odkaz na katalog):

$$\text{Záběrový moment: } k = \frac{M_a}{M_n} = 3,2 [-]$$

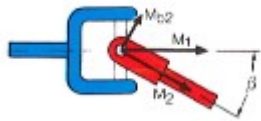
Výpočet maximálního momentu s účinností M_{1max} :

$$M_{1max} = k \cdot M_k \quad (89)$$

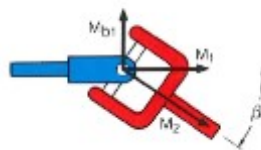
$$M_{1max} = 3,2 \cdot 174,66$$

$$M_{1max} = 558,9 \text{ Nm}$$

Hnaný moment M_{2A} dosahuje maximální hodnoty právě při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ$; 270°



Obr. 38 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 0^\circ$; 180°



Obr. 39 - Působení krouticích momentu v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ$; 270°

$\beta = 10^\circ$ - maximální předpoklad vychýlení od osy

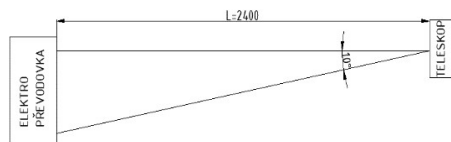
Maximální moment na hřídeli odpovídající stavu na obrázku Obr. č. 21:

$$M_{dlmax} = \frac{M_{1max}}{\cos \beta} \quad (90)$$

$$M_{dlmax} = \frac{558,9}{\cos 10^\circ}$$

$$M_{dlmax} = 567,5 \text{ Nm}$$

Výpočet délky kardanu L k zvolenému uhlu β :



Obr. 40 - Určení délky kardanu l

$$\cos \beta = \frac{2400}{L} \quad (91)$$

$$L = \frac{2400}{\cos 10^\circ}$$

$$L = 2437 \text{ mm}$$

10.1. Kontrola Torzní deformace hřídele

Obecně se doporučuje, aby byla splněna následující podmínka dle [17].

$$\varphi \leq \varphi_D = \frac{1}{4} = 0,25 \text{ [}^\circ \cdot \text{m}^{-1}\text{]} \quad (92)$$

Natočení hřídele je dáno součtem natočení jednotlivých úseků při zkrucované hřídele pak platí:

$$\varphi = \sum_i \varphi_i$$

Pro úhel zkroucení i-tího úseku hřídele konstantního průměru d_i a délky L platí vztah:

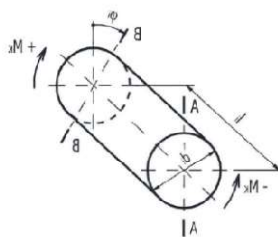
$$\varphi_i = M_{1max} \cdot \frac{L}{G \cdot J_{pi}} = k \cdot Mk \cdot \frac{L}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4} \quad (93)$$

Po dosazení hodnot:

$$\varphi_i = k \cdot M_k \cdot \frac{L}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4}$$

$$\varphi_i = 3,2.174,66 \cdot \frac{2437}{81000 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 70^4}$$

$$\varphi_i = 7,1 \cdot 10^{-6} \text{ rad} = 4,1 \cdot 10^{-4} ^\circ$$



Obr. 41 - Torzní deformace i-tího úseku hřídele

Průměr hřídele byl zvolen $d_i = 70 \text{ mm}$, kde G je modul pružnosti ve smyku ocele S235 je $G = 81\,000 \text{ [MPa]}$

Platí podmínka:

$$\varphi_i \leq \varphi_D \quad (94)$$

$$\varphi_i \leq \frac{1}{4} \div L$$

$$4,1 \cdot 10^{-4} ^\circ \leq 0,25 \div 2,437$$

$$4,1 \cdot 10^{-4} ^\circ < 0,1 ^\circ - \text{VYHOVUJE!}$$

10.2. Kontrola kardanové hřídele pro motor 1,5kW

$$M_k = \frac{P_n \cdot 60}{2\pi \cdot n_m} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = \frac{1500 \cdot 60}{2\pi \cdot 1415} \cdot 10,15 \cdot 0,853 = 87,68 \text{ Nm} \quad (95)$$

Hodnoty z katalogu NORD:

$$\text{Záběrový moment: } k_2 = \frac{M_a}{M_n} = 3,3 [-] \quad (96)$$

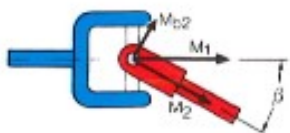
Výpočet maximálního momentu M_{1max} :

$$M_{1max2} = k_2 \cdot M_k \quad (97)$$

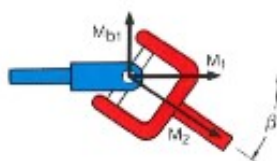
$$M_{1ma} = 3,3 \cdot 87,68$$

$$M_{1max2} = 289,37 \text{ Nm}$$

Hnaný moment M_{2B} dosahuje maximální hodnoty právě při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ$; 270°



Obr. 42 - Působení krouticích momentů v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 0^\circ$; 180°



Obr. 43 - Působení krouticích momentů v kloubu kardanové hřídele při úhlu natočení $\alpha_1 = 90^\circ$; 270°

$\beta = 10^\circ$ - maximální předpoklad vychýlení od osy

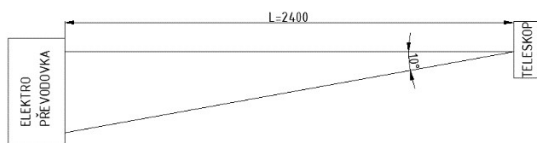
Maximální moment na hřídeli odpovídající stavu na obrázku Obr. č. 38:

$$M_{d1max2} = \frac{M_{1max2}}{\cos \beta} \quad (98)$$

$$M_{d1max2} = \frac{289,37}{\cos 10^\circ}$$

$$M_{d1max2} = 293,83 \text{ Nm}$$

Výpočet délky kardanu L k svolenému uhlu β :



Obr. 44 - Určení délky kardanu 2

$$\cos\beta = \frac{2400}{L_2} \quad (99)$$

$$L_2 = \frac{2400}{\cos 10^\circ}$$

$$L_2 = 2437 \text{ mm}$$

10.3. Kontrola Torzní deformace hřídele

Obecně se doporučuje, aby byla splněna následující podmínka [17].

$$\varphi \leq \varphi_D = \frac{1}{4} = 0,25 [^\circ \cdot m^{-1}] \quad (100)$$

Natočení hřídele je dáno součtem natočení jednotlivých úseků při zkrucované hřídele pak platí:

$$\varphi = \sum_i \varphi_i$$

Pro úhel zkroucení i-tího úseku hřídele konstantního průměru d_i a délky L platí vztah:

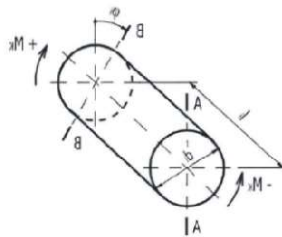
$$\varphi_i = M_{1max2} \cdot \frac{L_2}{G \cdot J_{pi}} = k_2 \cdot Mk \cdot \frac{L_2}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4} \quad (101)$$

Po dosazení hodnot:

$$\varphi_i = k \cdot Mk \cdot \frac{L}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4} \quad (102)$$

$$\varphi_i = 3,3 \cdot 87,68 \cdot \frac{2437}{81000 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 70^4}$$

$$\varphi_i = 3,69 \cdot 10^{-6} \text{ rad} = 2,11 \cdot 10^{-4} ^\circ$$



Obr. 45 - Torzní deformace i-tího úseku hřídele 2

Průměr hřídele byl zvolen $d_i = 70 \text{ mm}$, kde G je modul pružnosti ve smyku ocele S235 je $G = 81\,000 \text{ [MPa]}$

Platí podmínka:

$$\varphi_i \leq \varphi_D \quad (103)$$

$$\varphi_i \leq \frac{1}{4} \div L$$

$$2,11 \cdot 10^{-4}^\circ \leq 0,25 \div 2,437$$

$$2,11 \cdot 10^{-4}^\circ < 0,1^\circ - \text{VYHOVUJE!}$$

11. Kontrola navrženého válečkového řetězu

11.1. Stanovení přenášeného výkonu

Volba vhodného řetězu pro řetězový převod musí odpovídat provozním poměrům.

Při volbě řetězu jsem postupoval dle výrobce Vamberk [18].

Výpočet začíná stanovením diagramového výkonu P_d , kde jsou využity všechny vyjmenované součinitele a proměnné a to součinitel rázu „Y“, součinitel výkonu „k“, počet zubů řet. kol z_1 a z_2 , součinitel mazání l_2 , převodový poměrů „i“, součinitele provedení „ φ_p “, součinitele vzdálenosti „ σ_v “, měrný tlak v kloubech řetězu „ p_i “, součinitel tření „l“

Stanovené hodnoty pro výpočet řetězů viz. Tab. 7:

Tabulka 6 - Stanovené hodnoty pro výpočet řetězu

Součinitele	Hodnota	Jednotka
Y	2	[-]
k	0,28	[-]
z_1, z_2	13	[-]
l_2	1	[-]
i	1	[-]
φ_p	1	[-]
σ_v	1,176	[-]
p_i	24,53	[MPa]
l	0,73	[-]

11.2. Stanovení diagramového výkonu „Nd“

$$Nd = \frac{P_{\Sigma}}{k \cdot l_2 \cdot \sigma_v \cdot \varphi_p} = \frac{3}{0,28 \cdot 1 \cdot 1,176 \cdot 1} = 9,1 \text{ kW} \quad (104)$$

Vše zbylé hodnoty součinitelů byly zvolené dle katalogových hodnot [18].

Níže jsou znázorněny tabulky, které popisují určení jednotlivých součinitelů.

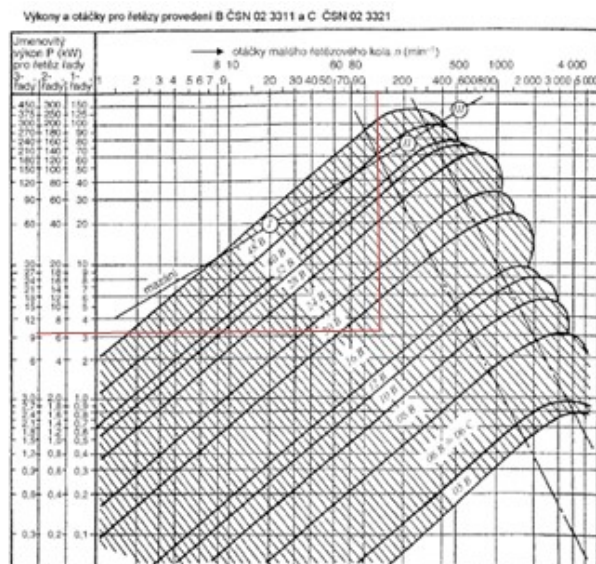
Tabulka 7 - Součinitel rázu „Y“ [22]

Hnané stroje	Hnací stroje - Součinitel rázu “Y”										
	Elektromotory	Spalovací motory					Turbíny		Píst. Parní Stroje	Transmise	
		pomaloběžné		rychloběžné			vodní				Parní
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.			
Dopravníky pro kusový materiál	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0					

Tabulka 8 - Druh provozu součinitele rázu „Y“ [22]

Součinitel rázů Y	Druh provozu
1	Provoz bez rázů
2	Lehké rázy, střední míjivé zatížení
3	Střední rázy, těžké míjivé zatížení

Tabulka 9 - Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy DIN 818 [22]



Volím řetěz 16B – 1 DIN 8187, ČSN 02 3311

Stanovení součinitele výkonu „k“

Z tabulky B stanovíme součinitel výkonu „k“ = 0,28 na základě již známého součinitele rázu „Y“ = 2, počtu zubů hnacího kola „z₁“ = 13 a pře-vodového poměru „i“ = 1.

Tabulka 10 - Součinitel výkonu „k“ [22]

<i>Převodový</i>	Koeficient nárazu Y = 1				Koeficient nárazu Y = 2				Koeficient nárazu Y = 3				Koeficient nárazu Y = 4			
<i>Poměr</i>	Počet zubů z_1				Počet zubů z_1				Počet zubů z_1				Počet zubů z_1			
<i>I</i>	malého kola - viz. A				malého kola - viz. A				malého kola - viz. A				malého kola - viz. A			
$z_2 : z_1$	13	17	21	≥ 25	13	17	21	≥ 25	13	17	21	≥ 25	13	17	21	≥ 25
1 : 1	(0,39)	0,73	0,92	1,11	0,28	0,54	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,58	0,7	(0,22)	(0,34)	0,53	0,64

Tabulka 11 - Součinitel mazání „l₂“ [22]

		Mazání		Součinitel mazání l ₂			
Rozměry	Rychlost			Mazání			
výkonu	řetěz	Vhodné	Přípustné	Vhodné	přípustné	Dostatečně	Bez mazání
viz. tab. C	(m/s)				bez	se	mazání
I	do 4	Mazání kapkami 4 až 14 kapek/min	Tukové mazání Ruční mazání	I	0,6	0,3	0,15

Stanovení součinitele provedení „φ_p“ [1]

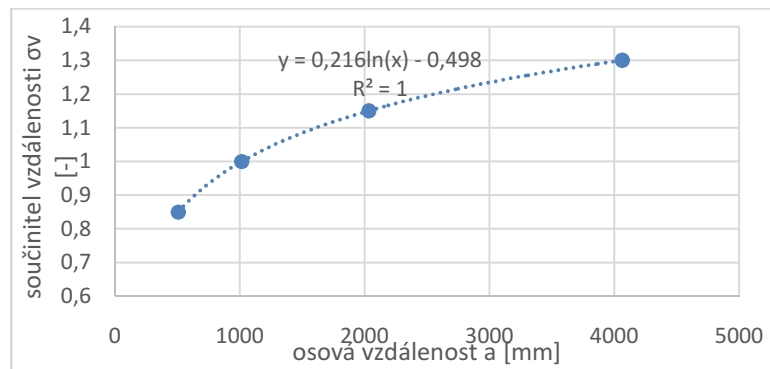
φ_p 1,5 - pro řetězy dle ČSN 02 3315, DIN 8181, ISO 1275

φ_p 1,0 - pro řetězy dle ČSN 02 3311, ČSN 02 3321, **DIN 8187**, DIN 8188, ISO R 606

φ_p 0,8 - pro ostatní řetězy

Stanovení součinitele vzdáleností „σ_v“ [1]

Známe hodnoty součinitele vzdálenosti jsem proložil logaritmickou funkcí a na základě toho jsem určil hodnotu součinitele vzdáleností pro a= 2300 mm viz. graf funkcí níže:



Obr. 46 - Graf závislosti součinitele vzdáleností na osové vzdálenosti

$$t = 25,45 \text{ mm}, (a = 90 \times t) \sigma_v = 1,176$$

Stanovení obvodové rychlosti řetězu „v“ [18]

$$v = \frac{d_{t1} \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{106 \cdot 3,14 \cdot 137}{60 \cdot 1000} = 0,76 \text{ m/s} \quad (105)$$

$$d_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{13}} = 106 \text{ mm} \quad (106)$$

Stanovení počtu článku řetězu „L_R“ – viz. Obr. 27

$$A = 2300 \text{ mm}; x_1 = 430 \text{ mm}; x_2 = 34 \text{ mm}; x_3 = 179 \text{ mm}; x_4 = 66 \text{ mm}$$

$$L_{\check{R}} = A - x_1 + 2 \cdot x_2 + 2 \cdot x_3 + x_4 \quad (107)$$

$$L_{\check{R}} = \left[2 \cdot A + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{A} \right] - x_1 + 2 \cdot x_2 + 2 \cdot x_3 + x_4$$

$$L_{\check{R}} = \left[2 \cdot 2300 + \frac{25,4}{2} \cdot (13 + 13) + \left(\frac{(13 - 13)}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4^2}{2300} \right] - 430 + 2 \cdot 34 + 2 \cdot 179 + 66$$

$$L_{\check{R}} = 4992,2 \text{ mm}$$

$$X = \frac{L_{\check{R}}}{t} = \frac{4992,2}{25,4} = 196,5 \doteq 197 \text{ článků}$$

Stanovení tažné síly „Ft“ na řetězovém kole: [18]

Výpočtový moment

$$M_{výp} = M_{ROZP2} \cdot i_{př} \quad (108)$$

$$M_{výp} = 37,6 \cdot 10,15$$

$$M_{výp} = 381,64 \text{ Nm}$$

Stanovení síly

$$Ft \cdot \frac{d_{t1}}{2} = M_{výp} \quad (109)$$

$$Ft = \frac{2 \cdot M_{výp}}{d_{t1}}$$

$$Ft = \frac{2 \cdot 381,64}{0,106}$$

$$Ft = 7200 \text{ N}$$

Stanovení odstředivé síly „Fod“ na tažném kole:

$$Fod = Q \cdot v^2 = 2,71 \cdot 0,76^2 = 1,56 \text{ N} \quad (110)$$

pozn. Q = 2,71 kg/m z tabulky katalogu dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

Stanovení celkové zatížení řetězů Fc :[18]

$$Fc = Ft + Fod = 7200 + 1,56 = 7201,56 \text{ N} \quad (111)$$

Síla Fc se rozloží mezi 4 řetězy, které pohánějí mechanismus.

Stanovení statického bezpečnostního součinitele „a_{stat}“:[18]

$$a_{stat} = \frac{4 \cdot F_b}{F_c} = \frac{4 \cdot 60\,000}{7201,56} = 33,3 \geq 7 \quad (112)$$

Stanovení dynamického bezpečnostního součinitele „a_{dyn}“:[18]

$$a_{dyn} = \frac{4 \cdot F_b}{\gamma \cdot F_c} = \frac{4 \cdot 60\,000}{2 \cdot 7201,56} = 16,6 \geq 5 \quad (113)$$

Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu:[18]

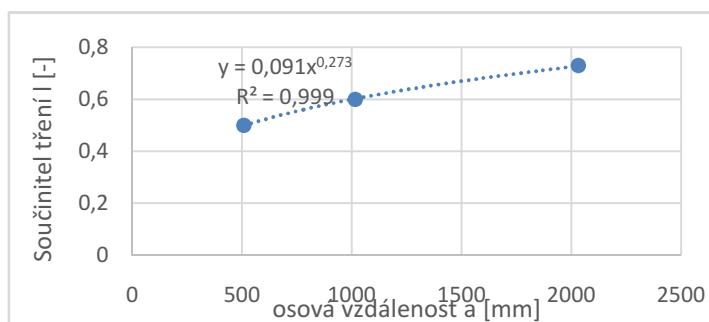
Stanovíme z tab. 12 - odečtená hodnota $p_i = 24,53 \text{ MPa}$

Tabulka 12 - Měrný tlak v kloubech řetězu “ p_i ” [22]

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubech řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55

Stanovení součinitele tření “ μ ”:[18]

Stanovíme z grafu- odečtená hodnota $\mu = 0,73$



Obr. 47 - Graf závislosti osové vzdálenosti „ a “ Součinitele tření „ μ “

Stanovení dovoleného tlaku „ p_{dov} “ v kloubech řetězu:

$$p_{dov} = p_i \cdot l \cdot l_2 = 24,53 \cdot 0,75 \cdot 1 \quad (114)$$

$$p_{dov} = 18,49 \text{ MPa}$$

Stanovení výpočtového tlaku „ p_v “:

$$p_v = \frac{F_c}{4 \cdot S} = \frac{F_c}{4 \cdot d_1 \cdot b_2} = \frac{\frac{7201,56}{4}}{8,28 \cdot 25,45} = 8,5 \text{ MPa} \quad (115)$$

pozn. Plocha jednoho řetězu $S = 210,7 \text{ mm}^2$

z tabulky katalogu dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

$$p_v < p_{dov} \quad (116)$$

$$8,5 < 18,49$$

Řetěz 16B-1 dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)- VYHOVUJE!

Při konstrukci řetězového převodu a volbě řetězu je nutné přihlédnout k zásadám:

- *Dostatečně dimenzovat řetěz, hřídele a ložiska převodu. Je nutné dosáhnout souososti kol a zabránit kmitání řetězů.*
- *Vyřešit při konstrukci převodu účinný mazací systém,*
- *Řetězová kola umístit co nejbližší k ložiskům hřídelí. Tím dojde k zmenšení tlaku v ložiskách a sníží se kmitání řetězových kol, zaviněné nepřesností ve výrobě.*
- *Dodržovat přesné rozměry řetězových kol, zejména správné tvary zubů s minimálními výrobními úchylkami.*
- *Tažnou větev řetězu je vhodné při konstrukci volit vždy nahoře, aby se zlepšila kinematika řetězu.*
- *K dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu, pokud to konstrukce dovoluje, používat malé řetězové kolo s lichým počtem zubů.“*

Veškeré šrouby využití v tomto návrhu byly stanovené výrobcem, jak uchycení motorů, tak i uchycení ložisek.

11.3. Výpočet radiálního čepu

Volím čep, který je vytvořen z materiálu 14 340 se stanovenou mezí kluzu $R_e = 588 \text{ MPa}$. [27]

Výpočet síly na kontrolovaný čep

$$F_{\check{c}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{\check{c}k}} \quad (117)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{2 \cdot 323,1}{0,106}$$

$$F_{\check{c}} = 6096,2 \text{ N}$$

Zvolený průměr čepu

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \sigma_{Dov}}{\pi \cdot Re}} \quad (118)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \frac{6096,2}{2} \cdot 220}{\pi \cdot 330}}$$

$$d_{\check{c}} = 21,79 \text{ mm} - \text{volím průměr } \varnothing 70 \text{ mm}$$

Výpočet ohybového momentu a stanovení průřezů podle Obr. 43

$$a = 85 \text{ mm}$$

$$b = 170 \text{ mm}$$

Rovnováha sil

$$R_A = 0 \text{ N}$$

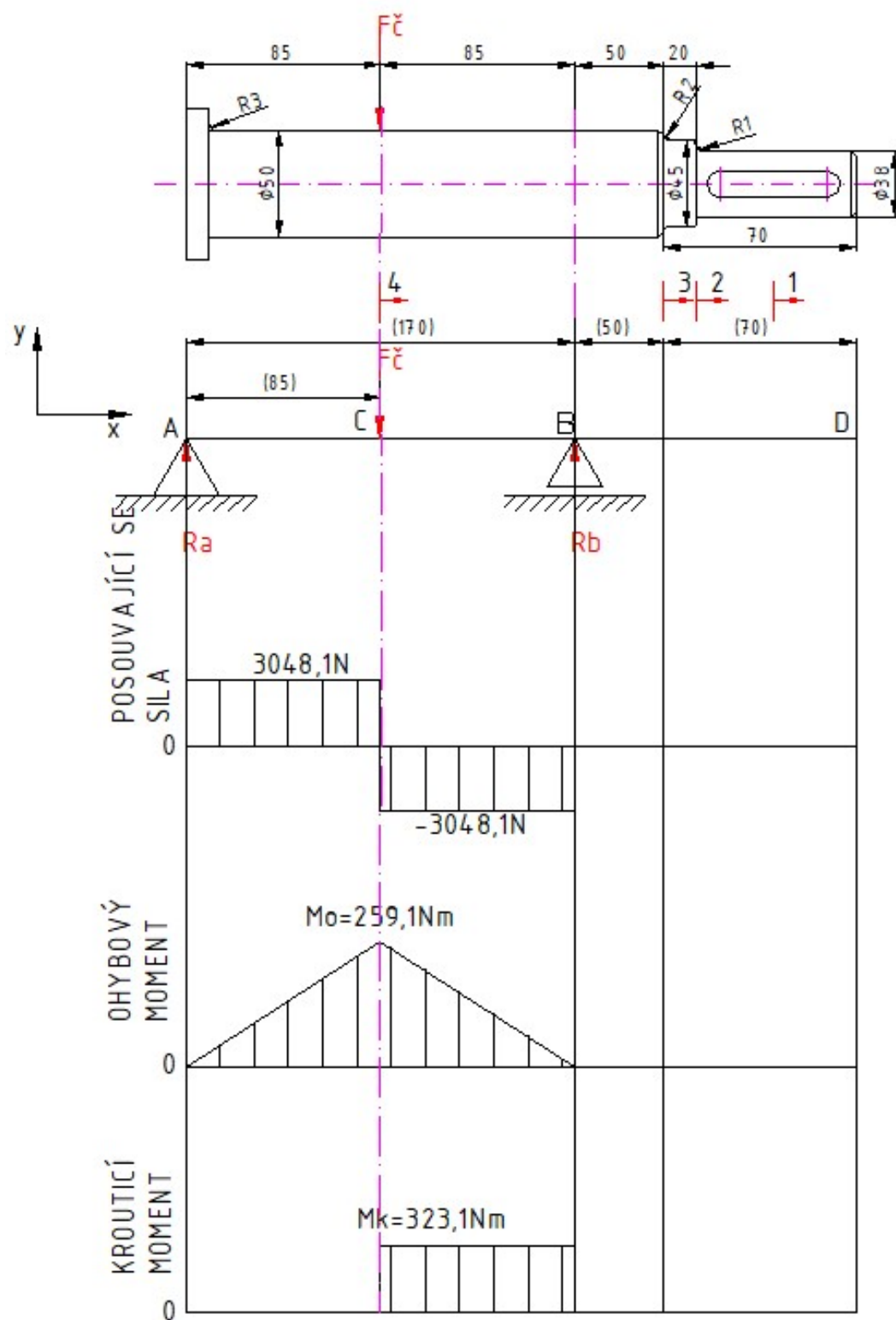
$$R_{(X1)} = R_A$$

$$R_{(C)} = R_A$$

$$R_{(X2)} = R_A - F$$

$$R_B = R_{(X2)} - F$$

$$R'_B = R_{(X2)} + R_B$$



Obr. 48 - Výpočet posouvající síly, ohybového a krouticího momentu ze stanoveného průřezu

BOD A :

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (119)$$

$$R_A + R_B - F \rightarrow R_A = F - R_B = 6096,2 - 3048,1$$

$$R_A = 3048,1 \text{ N}$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$R_B \cdot (170) - F_c \cdot 84 \rightarrow R_B = \frac{F \cdot 85}{170} = \frac{-6096,2 \cdot 85}{170} \quad (120)$$

$$R_B = -3048,1 \text{ N}$$

$$M_{(X1)} = R_A \cdot x_1 \quad (121)$$

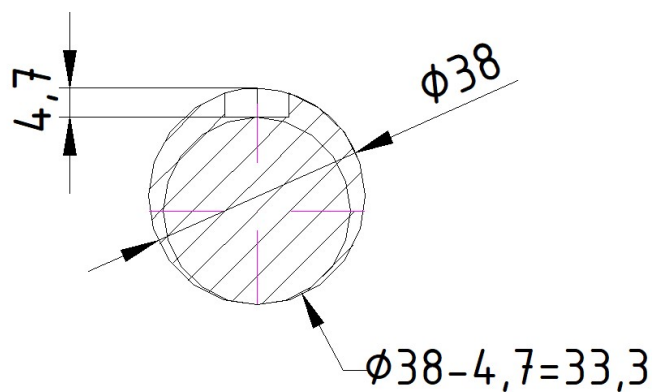
$$M_{(C)} = R_A \cdot 85 = 3083,96 \cdot 85 = 262\,136,6 \text{ Nm}$$

$$M_{(X2)} = R_A \cdot x_2 - F \cdot (x_2 - 85) \quad (122)$$

$$M_{(B)} = 3048,1 \cdot 170 - 6096,2 \cdot (170 - 85)$$

$$M_{(B)} = 0 \text{ Nm}$$

12. Statická kontrola nebezpečných průřezů čepu



Obr. 49 - Průřez č. 1

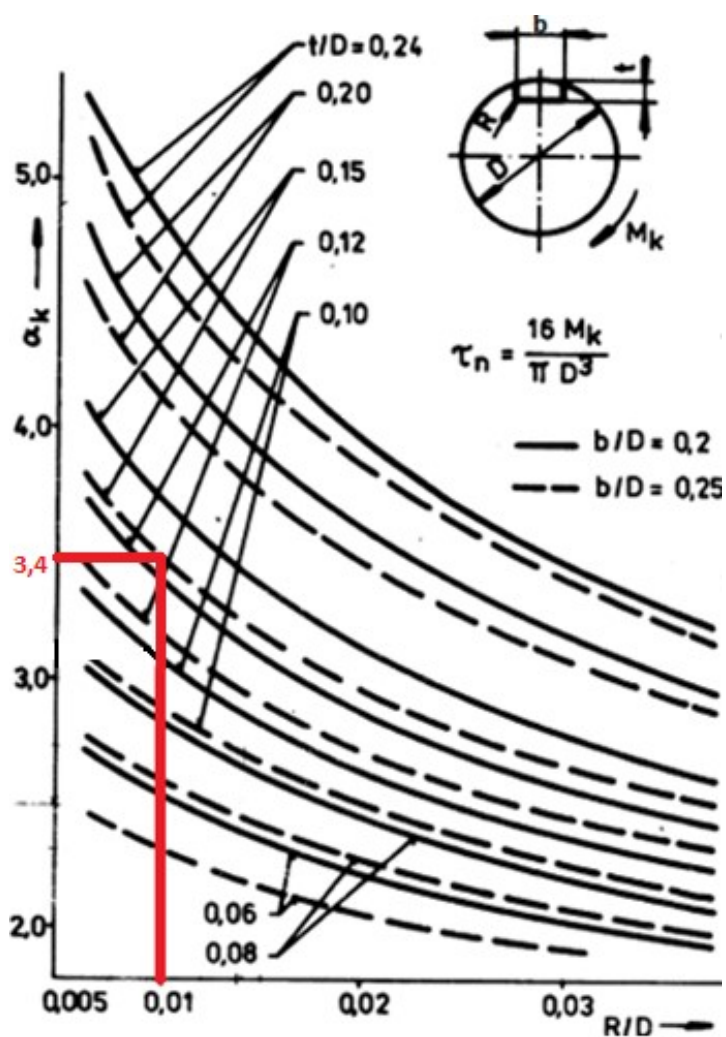
Statická bezpečnost v místě nebezpečného průřezu č. 1

$$\tau_1 = \frac{M_{\max}}{W_k} \quad (123)$$

$$\tau_1 = \frac{M_{\max}}{\frac{\pi}{16} d_1^3}$$

$$\tau_1 = \frac{323,1 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 33,3^3}$$

$$\tau_1 = 44,58 \text{ MPa}$$



Obr. 50 - Součinitel koncentrace napětí

Místní maximální napětí z dílčí koncentrace napětí τ_{1MAX}

$$\tau_{1MAX} = \tau_1 \cdot \alpha_1 \quad \rightarrow \frac{t}{D} = \frac{4,7}{38} = 0,123 [-] \quad (124)$$

$$\tau_{1MAX} = 44,58 \cdot 3,4 \quad \rightarrow \frac{b}{D} = \frac{10}{38} = 0,263 [-]$$

$$\tau_{1MAX} = 151,572 \text{ MPa} \quad \rightarrow \frac{R}{D} = \frac{0,4}{38} = 0,011 [-]$$

Na základě grafu volím součinitel koncentrace napětí $\alpha_1 = 3,4$. Dovolené napětí v krutu

$$\tau_{DOV} = 0,57 \cdot R_e \quad (125)$$

$$\tau_{DOV} = 0,57 \cdot 590$$

$$\tau_{DOV} = 335,16 \text{ MPa}$$

Zvolená bezpečnost v krutu τ_{1MAX}

$$k_1 = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{1MAX}} = \frac{335,16}{151,572} = 2,21 [-] \quad (126)$$

Statická bezpečnost v místě nebezpečného průřezu č. 2

$$\tau_2 = \frac{M_K}{W_K} \quad (127)$$

$$\tau_2 = \frac{323,1 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot d_1^3}$$

$$\tau_2 = \frac{323,1 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 38^3}$$

$$\tau_2 = 30,1 \text{ MPa}$$

Místní maximální napětí z dílčí koncentrace napětí τ_{2MAX}

$$\tau_{2MAX} = \tau_2 \cdot \alpha_2 \quad (128)$$

$$\tau_{2MAX} = 30,1 \cdot 1,8 \quad \rightarrow \frac{D}{d} = \frac{45}{38} = 1,18 [-]$$

$$\tau_{2MAX} = 54,18 \text{ MPa} \quad \rightarrow \frac{R}{D} = \frac{1}{45} = 0,022 [-]$$

Na základě grafu volím součinitel koncentrace napětí $\alpha_1 = 1,8$

Zvolená bezpečnost v krutu τ_{2MAX}

$$k_2 = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{2MAX}} = \frac{335,16}{54,18} = 6,18 [-] \quad (129)$$

Statická bezpečnost v místě nebezpečného průřezu č. 3

$$\tau_3 = \frac{M_K}{W_k} \quad (130)$$

$$\tau_3 = \frac{323,1 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot d_1^3}$$

$$\tau_3 = \frac{323,1 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 45^3}$$

$$\tau_3 = 18,1 \text{ MPa}$$

Místní maximální napětí z dílčí koncentrace napětí τ_{3MAX}

$$\tau_{3MAX} = \tau_3 \cdot \alpha_2 \quad (131)$$

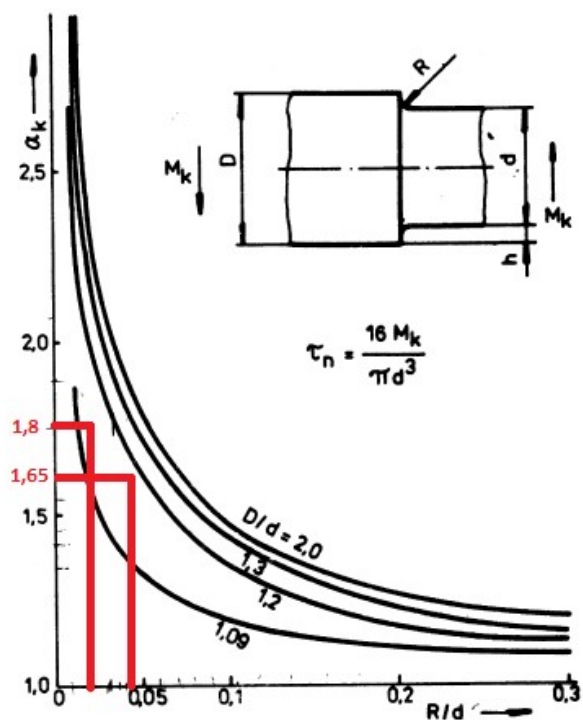
$$\tau_{3MAX} = 18,1 \cdot 1,65 \quad \rightarrow \frac{D}{d} = \frac{50}{45} = 1,11 [-]$$

$$\tau_{3MAX} = 29,87 \text{ MPa} \quad \rightarrow \frac{R}{D} = \frac{2}{50} = 0,04 [-]$$

Na základě grafu volím součinitel koncentrace napětí $\alpha_1 = 1,85$

Zvolená bezpečnost v krutu τ_{3MAX}

$$k_3 = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{3MAX}} = \frac{335,16}{29,87} = 11,22 [-] \quad (132)$$



Obr. 51 - Součinitel koncentrace napětí 2 a 3

Statická bezpečnost v místě nebezpečného průřezu č. 4

$$\tau_4 = \frac{M_k}{W_k} \quad (133)$$

$$\tau_4 = \frac{323,1 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} d_1^3}$$

$$\tau_4 = \frac{323,1 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 50^3}$$

$$\tau_4 = 13,17 \text{ MPa}$$

Místní maximální napětí z dílčí koncentrace napětí $\tau_{4\text{MAX}}$

$$\tau_{4\text{MAX}} = \tau_4 \cdot \alpha_{k4} \quad (134)$$

$$\tau_{4\text{MAX}} = 13,17 \cdot 1$$

$$\tau_{4\text{MAX}} = 13,17 \text{ MPa}$$

Součinitel koncentrace napětí pro krut a ohyb $\alpha_{k4}, \alpha_{o4} = 1[-]$, není odstupňován přes graf, proto se volí „1“ dle [15].

Zvolená bezpečnost v krutu $\tau_{4\text{MAX}}$

$$k_4 = \frac{\tau_{\text{DOV}}}{\tau_{4\text{MAX}}} = \frac{335,16}{13,17} = 25,44 [-] \quad (135)$$

Napětí v ohybu v průřezu č. 4

$$\sigma_{04} = \frac{M_{0\max}}{W_{04}} \quad (136)$$

$$\sigma_{04} = \frac{R_A \cdot 85 \cdot 32}{\pi \cdot d_4^3}$$

$$\sigma_{04} = \frac{3048,1 \cdot 85 \cdot 32}{3,14 \cdot 50^3}$$

$$\sigma_{04} = 21,1 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v ohybu v průřezu č. 4

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_4^2} \quad (137)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{21,1^2 + 3 \cdot 13,17^2}$$

$$\sigma_{RED} = 44,79 \text{ MPa}$$

Zvolená bezpečnost v ohybu σ_{MAX}

$$k_o = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{558}{44,79} = 12,45 [-] \quad (138)$$

Součinitel statické bezpečnosti by se měl pohybovat při ideálním stavu v intervalu

(1,5 ÷ 2,5) nebo větší.

V našem případě se jedná o školní příklad, proto ponecháme hřídel dle navržených rozměrů a statická kontrola vyhovuje.

13. Dynamická kontrola čepu [28]

Mez únavy oceli 14 340 dle [27]

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot 785 \quad (139)$$

$$\sigma_{CO} = 384,65 \text{ MPa}$$

Určení vrubového součinitele v čepu

$$\beta_A = 1 + \frac{\alpha-1}{1+\sqrt{\frac{A}{\rho}}} \quad (140)$$

$$\beta_A = 1 + \frac{3,4-1}{1+\sqrt{\frac{0,0784}{0,4}}}$$

$$\beta_A = 2,5 [-]$$

$$\text{kde } \sqrt{A} = \sqrt{0,0784} = 0,28 \text{ pro } R_m = 785 \text{ MPa dle [28]}$$

ρ – určuje poloměr vrubu

Mez únavy skutečné součásti v čepu

$$\sigma_{CO14340}^* = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_{pA}}{\beta_A} \quad (141)$$

$$\sigma_{CO14340}^* = 384,65 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,78}{2,5}$$

$$\sigma_{CO14340}^* = 108 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí v čepu

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o\max}}{W_{o4}} \quad (142)$$

$$\sigma_{o4} = \frac{R_A \cdot 85 \cdot 32}{\pi \cdot d_4^3}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{R_A \cdot 85 \cdot 32}{\pi \cdot d_4^3} = 21,1 \text{ MPa}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu čepu

$$k_{\sigma d} = \frac{\sigma_{CO14340}^*}{\sigma_{o4}} \quad (143)$$

$$k_{\sigma d} = \frac{108}{21,1}$$

$$k_{\sigma d} = 5,11 [-]$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku čepu

$$k_{\tau S} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{4MAX}} \quad (144)$$

$$k_{\tau S} = \frac{0,577 \cdot 588}{13,17}$$

$$k_{\tau S} = 25,76 [-]$$

Výslední bezpečnosti čepu

$$k_v = \frac{k_{\sigma d} \cdot k_{\tau S}}{\sqrt{k_{\sigma d}^2 + k_{\tau S}^2}} \quad (145)$$

$$k_v = \frac{5,11 \cdot 25,76}{\sqrt{5,11^2 + 25,76^2}}$$

$$k_v = 5,01 [-]$$

Z hlediska dynamické bezpečnosti čep vyhovuje, protože dovolená dynamická bezpečnost je minimálně $k = 1,8$ při méně výstižném výpočtu. V tomto případě jsou brány dynamická bezpečnost v souměrně střídavém ohybu statická bezpečnost ve smyku.

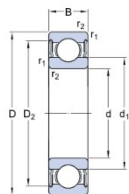
14. Výpočet životnosti a trvanlivosti ložisek [28]

Výpočet výsledné radiální reakce v podpoře A:

$$R_{vr} = \sqrt{(K_A \cdot R_A)^2 + (K_A \cdot R_{xzA})^2} \quad (146)$$

$$R_{vr} = \sqrt{(1,5 \cdot 3048,1)^2 + (1,5 \cdot 0)^2}$$

$$R_{vrA} = 4572,15 \text{ N} = F_r$$



DIMENSIONS

d	50 mm
D	80 mm
B	16 mm
d ₁	≈ 59.75 mm
D ₂	≈ 72.8 mm
r _{1,2}	min. 1 mm

Obr. 52 - Hodnoty pro ložisko 6010 z katalogu SKF

Zdroj: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6010-2RS1?system=metric>

Ekvivalentní statické zatížení:

$$F_{es} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (147)$$

$$F_{es} = 1 \cdot 4572,15 + 1 \cdot 0$$

$$F_{es} = 4572,15 \text{ N}$$

14.1. Statická bezpečnost ložiska

$$S_o = \frac{C_o}{F_{eo}} \quad (148)$$

$$S_o = \frac{15\,600}{4572,15}$$

$$S_o = 3,41 > 1,5$$

Bezpečnost ložiska vyhovuje!

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	22.9 kN
Basic static load rating	C ₀	15.6 kN
Fatigue load limit	P _u	0.71 kN
Limiting speed		5000 r/min
Calculation factor	k _r	0.025
Calculation factor	f ₀	14.7

Obr. 53 - Hodnoty pro ložisko 6010 z katalogu SKF

Zdroj: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6010-2RS1?system=metric>

14.2. Dynamické zatížení ložiska

$$F_{eD} = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (149)$$

$$F_{eD} = 1 \cdot 1 \cdot 4572,15 + 1 \cdot 0$$

$$F_{eD} = 4572,15 \text{ N}$$

Získání otáček ložiska

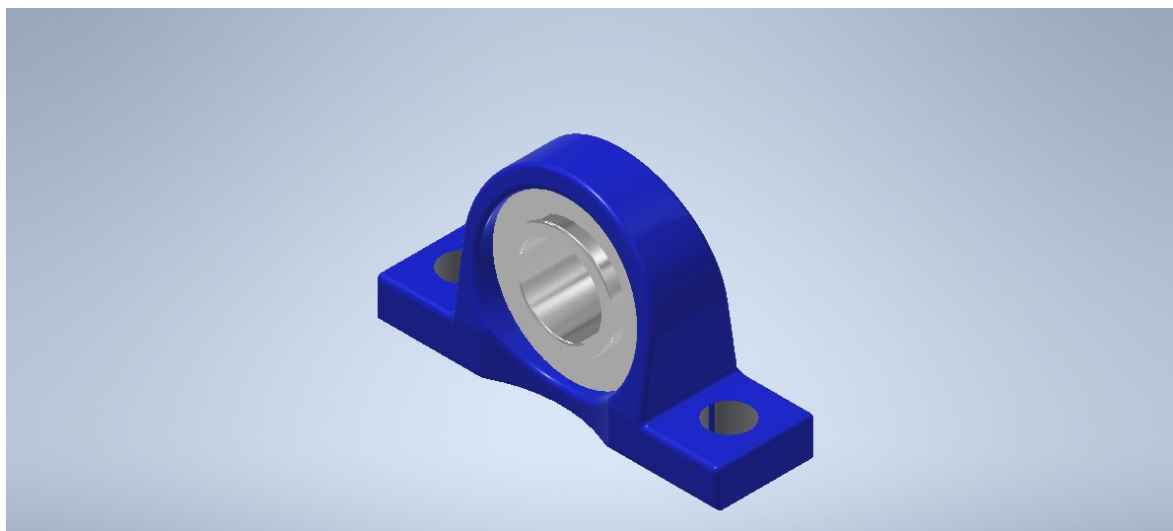
$$P = M_{kč} \cdot \omega \quad (150)$$

$$P = M_{kč} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_l$$

$$n_l = \frac{P}{M_{kč} \cdot 2 \cdot \pi}$$

$$n_l = \frac{3000}{323,1 \cdot 2 \cdot 3,14}$$

$$n_l = 1,4785 \text{ ot/s}$$



Obr. 54 - Ložiskový domek

14.3. Základní trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot n_l} \cdot \left(\frac{C}{F_{eD}} \right)^3 \quad (151)$$

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot 1,485} \cdot \left(\frac{22900}{4572,15} \right)^3$$

$$L_h = 23\,606 \text{ hod.} - \text{Vyhovuje!}$$

Obvykle se volí trvanlivost podle typu stroje.

Nejběžnější trvanlivost je od 5000 ÷ 10 000 hod. nebo větší.

Závěr

Transportní zařízení palet je vybaveno 2 elektromotory s převodovkami. Točivé momenty jsou přenášeny přes kardanové hřídele. Dalšími součástmi zmíněného zařízení jsou pojezdová kola, která jsou umístěna na bočních stranách, díky nimž je umožněn pohyb. Senzory a snímače kontrolují, zda je paleta na správném místě. Prvotní pohyb samotného zařízení provádí teleskop, který je součástí konstrukce zařízení.

Teleskop je zařízení, které paletu pouze předsune. Samotný pohyb probíhá na 3 ozubených kolech. Střední ozubené kolo je připevněno pomocí 2 ložiskových domků. Toto kolo je pohaněno elektromotorem (motor zajišťující pohyb teleskopu). Ostatní ozubená kola jsou pouze pro vedení řetězu.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, doc. Ing. Leopoldovi Hrabovskému, Ph.D., za trpělivost, podnětné připomínky a ochotu při zpracovávání bakalářské práce.

Seznam zdrojů

- [1] <https://quod.lib.umich.edu/u/ummu2ic/x-LS009880/LS009880>
- [2] KOMA Parking: Automatické Parkovací Systémy, KOMA Parking [online]. 2014 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.komaparking.cz/web/>
- [3] ELKO TRADING spol. s r.o. K Terminálu Brno - Automatické parkovací systémy Green Parking. Dostupné z: <https://docplayer.cz/5231168-Automaticke-parkovaci-systemy-green-parking.html>
- [4] Ing. Bohumír Číhal, 2015 zdroj: Verlag Dashöfer. Dostupné z: www.stavebniklub.cz
- [5] Automatizované dopravní centrum VŠB-TU. Dostupné z: <https://www.msstavby.cz/automatizovane-dopravni-centrum-vsb-tu-24-03-2012/>
- [6] Město Slaný. Dostupné z: <https://www.meuslany.cz/parkovaci-dum/gs-1039>
- [7] NORD: Elektropřevodovky. NORD-Poháněcí technika s.r.o. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors.jsp
- [8] <https://www.tyma.cz/produkty/retezy/valeckove-hnaci/din-8187/16b/retez-16b-1-din8187-1x17-63364/>
- [9] <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/sila/odporove-sily/smykove-treni>
- [10] <https://www.tyma.cz/files/doc/kr-16bp.pdf>
- [11] http://www.kovos-retezy.cz/data/volba_valeckoveho.pdf
- [12] https://cs.qwe.wiki/wiki/Automated_parking_system
- [13] https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [14] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: řešené příklady. Vysoká škola báňská v Ostravě, 109 s.
- [15] BOHÁČEK, F. Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.

- [16] SKF s.r.o, katalog [online], 2021 [cit. 2021-01-06] Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6010-2RS1?system=metric>
- [17] Kaláb, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [18] Řetězy Vamberk [online]. Vamberk, 2020 [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: <https://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>
- [19] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [20] NordDrivesystems [online]. Nord, 2020 [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: https://www.nord.com/cz/mynord/v%C3%BDb%C4%9Br-produktu/produktov%C3%BD-a-cad-konfigur%C3%A1tor/cp_product_configurator.jsp?fbclid=IwAR1wUsUKaMwtKzbPzJ-fRAczo1s0rmqpq7DqYBKGoRoNHMfVLGA-1pu99b8#/configurator/99b2b730-e33f-4d9c-a7dd-fcb0616d624f
- [21] Kopáček, Jaroslav. Pohony a převody. 2. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2780-3
- [22] Kaláb, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [23] J. Kunz: Technická mechanika I. Praha, skripta FJFI, Vydavatelství 2. ČVUT – České vysoké učení technické v Praze, 1993. ISBN 978-80-0105-546-5.
- [24] E-learning – Statika VŠB-TUO – 403 [online]. Dostupné z: http://elearning-330.vsb.cz/Statika_elearning/links/kapitoly/14/pasivni_odpory_3.htm
- [25] DANA, SPICER DRIVESHAFT EUROPE, katalog [online], 2020 [cit. 2020-12-05] Dostupné z: <http://global.dana.com/commercialvehicles/products/driveline/driveshafts/spl350>
- [26] HUMÁR, A. Materiály pro řezné nástroje. 1. vyd. Praha: MM publishing, 2008, 235 s. ISBN 978-80-2542250-2. Citace [online], 2020 [cit. 2021-01-05] Dostupné z: <http://www.jakape.cz/download/zprava%20obrabeni02f.pdf>

[27] T-PROM s.r.o, katalog [online], 2021 [cit. 2021-01-06] Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

[28] HAVLÍK, J. a MARŠÁLEK P. Výpočty a konstrukce strojních dílů -cvičení, [online], 2021 [cit. 2021-01-05] Dostupné z: <https://docplayer.cz/47983378-Vysoka-skola-banska-technicka-univerzita-ostrava.html>

Seznam příloh

Výkresová dokumentace

TZP – 01	Transportní zařízení palet
TZP – 01 – 01	Svařenec rámu transportního zařízení
TZP – 01 – 03	Teleskop